

Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Institut dopravy

Obor Dopravní stroje a manipulace s materiálem



**Optimalizace zařízení pro svislou dopravu sypkých hmot**

**Optimization of Conveyors for Vertical Transport of Powders**

Student:

Tomáš Valčík

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Ing. Jan Nečas, Ph.D.

Ostrava 2017

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Institut dopravy

## Zadání bakalářské práce

Student: **Tomáš Valčík**  
Studijní program: B2341 Strojírenství  
Studijní obor: 2302R003 Dopravní stroje a manipulace s materiálem  
Téma: **Optimalizace zařízení pro svislou dopravu sypaných hmot**  
**Optimization of Conveyors for Vertical Transport of Powders**  
Jazyk vypracování: čeština

### Zásady pro vypracování:

Navrhněte zařízení pro vertikální dopravu abraziva. Návrh proveďte s ohledem na specifické vlastnosti svislé dopravy abraziva a minimalizace potřebné výšky dopravníku vzhledem k druhu a množství čištěného materiálu.

### Zpracujte:

- 1) Rešerši z oblasti vhodných typů vertikální dopravy.
- 2) Výběr možných alternativ řešení technologie svislé dopravy sypaných hmot a jejich posouzení vhodnosti pro přepravu abrazivních sypaných hmot s důrazem na srovnání korečků s miskami v jedné a dvou řadách.
- 3) Výběr možných řešení použitých materiálů – ložisko, pás, spojka pásu, misky, snímač kontinuity.
- 4) Technologický návrh nového zařízení (materiál pásů, tvar a materiál misek, bubnů, násypové a výsypové části, přepad, prostor nad výstupem, napínání atd.) z hlediska zvýšení životnosti, snížení opotřebení.
- 5) Potřebné pevnostní výpočty.
- 6) Konstrukční návrh daného řešení.

### Seznam doporučené odborné literatury:

Polák, J. Bailotti, K. Pavliska, J. Hrabovský, L.: Dopravní a manipulační zařízení II, Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2003, ISBN 80-248-0493-X.  
Cvekl, Z. Dražan, F.: Teoretické základy transportních zařízení. Praha: SNTL Praha, 1976.  
Dražan, F., Kupka, L.: Transportní zařízení. Praha: SNTL/SVTL Praha 1966.  
Polák, J., Pavliska J., Slíva, A.: Dopravní a manipulační zařízení I. Skriptum, Ostrava: VŠB-TU Ostrava 2001. ISBN 80-248-0043-8.  
Pešat, Z.: Manipulace s materiálem v hutích I. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 1992, ISBN 80-7078-107-6.  
Screw conveyor and bucket elevator, Engineering guide, [www.kwsmfg.com](http://www.kwsmfg.com).  
Prospekty, firemní materiály.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Jan Nečas, Ph.D.**

Datum zadání: 09.12.2016

Datum odevzdání: 15.05.2017

---

doc. Ing. Aleš Slíva, Ph.D.  
*vedoucí katedry*

---

doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
*děkan fakulty*

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě .....

.....  
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová (bakalářská) práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové (bakalářské) práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou (bakalářskou) práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: .....

.....

podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Tomáš Valčík

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Masarykova 1107

763 02, Zlín 4

## ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

VALČÍK, T. *Optimalizace zařízení pro svislou dopravu sypkých hmot: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Institut dopravy, 2017, 61 stran, Vedoucí práce: doc. Ing. Jan Nečas, Ph.D.

Úkolem této bakalářské práce je návrh svislého korečkového elevátoru pro dopravu abraziva. Tato bakalářská práce je rozdělena do kapitol, z nichž první se zabývá rešerší zařízení pro vertikální dopravu sypkých hmot. Na teoretickou část navazuje část analytická, konkrétně výpočet obvodové síly, potřebného pracovního výkonu, napínací síly a maximální tahové síly v tažném prvku. Všechny výpočty v analytickém oddílu bude nutné vypočítat třikrát, a to pro tři druhy abraziv. Na základě výpočtů z analytické části bude vybráno abrazivo, u něhož byly zjištěny nejvyšší hodnoty u počítaných veličin. Pro vybraný případ budou dále provedeny pevnostní výpočty. Posledním krokem je konstrukční návrh daného řešení.

## ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

VALČÍK, T. *Optimization of Conveyors for Vertical Transport of Powders: Bachelor Thesis*. Ostrava: VSB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Institute of Transportation, 2017, 61 pages, Thesis head: doc. Ing. Jan Nečas, Ph.D.

The aim of this bachelor thesis is to design a vertical bucket elevator for the transport of abrasive materials. This bachelor thesis is divided into chapters, the first deals with research of equipment for vertical transport of bulk materials. The theoretical part is followed by the analytical part, namely the calculation of the circumferential force, the required work performance, the tensioning force and the maximum tensile force in the tension element. All calculations in the analytical compartment will have to be calculated three times for three types of abrasives. Based on calculations from the analytical part, the abrasive will be selected for which the highest values were found for the calculated quantities. For the selected case, strength calculations will also be performed. The final step is the design of the solution.

## PODĚKOVÁNÍ

Své díky bych chtěl věnovat hlavně mým rodičům za jejich podporu, bez kterého by mi studium nebylo umožněno. Dále bych chtěl poděkovat lidem, kteří mi pomohli při tvorbě bakalářské práce. Vedoucímu bakalářské práce panu doc. Ing. Janu Nečasovi Ph.D. za jeho cenné rady a usměrňování vývoje práce. Poté panu Ing. Robertu Brázdovi Ph.D., který se také podílel na mém vývoji bakalářské práce. Nesmím opomenout také doc. Ing. Leopolda Hrabovského, Ph.D. jehož kritika mě dost pomohla k vylepšení technické dokumentace.

## Obsah

Seznam použitých značek a symbolů:.....	10
Úvod:.....	16
1. Dopravníky:.....	17
1.1. Rozdělení dopravníků: .....	17
1.1.1. Základní rozdělení na tři hlavní skupiny .....	17
1.1.2. Podle pohonu .....	17
1.1.3. Podle směru dopravy .....	17
1.2. Popis trubkového dopravníku (Schrage): .....	19
1.3. Popis šnekového dopravníku: .....	20
1.4. Popis pásového dopravníku pro svislý směr (Flexowell):.....	21
1.5. Popis pásového dopravníku s krycím pásem/dvoupásový dopravník: .....	22
1.6. Popis korečkového dopravníku: .....	23
1.6.1. Možnosti nabírání materiálu: .....	24
1.6.2. Způsoby vyprázdnění korečků:.....	25
1.6.3. Typy korečků:.....	28
1.6.4. Tažné elementy: .....	29
2. Volba vhodného dopravníku:.....	30
3. Postup výpočtů:.....	31
3.1. Výběr korečku: .....	32
3.2. Volba pásu: .....	32
3.3. Zvolení spojky pásu: .....	34
3.4. Výpočet dopravované rychlosti pro vyprazdňování:.....	35
3.5. Určení výšky od osy spodního k ose horního bubnu: .....	35
3.6. Výpočet výkonu spodní převodovky: .....	36
3.7. Výpočet jednořádkového korečku pro čistou balotinu:.....	38
3.7.1. Dopravní výkon: .....	38
3.7.2. Určení velikosti obvodové síly: .....	38
3.7.3. Potřebný pracovní výkon pohonu: .....	40
3.7.4. Výpočet odvalovací síly:.....	41
3.7.5. Určení napínací síly: .....	42
3.7.6. Určení maximální tahové síly v tažném prvku: .....	42
3.8. Výpočet jednořádkového korečku pro ocelovou drť GH50:.....	43
3.8.1. Dopravní výkon: .....	43
3.8.2. Určení velikosti obvodové síly: .....	43
3.8.3. Potřebný pracovní výkon pohonu: .....	44
3.8.4. Výpočet odvalovací síly:.....	44
3.8.5. Určení napínací síly: .....	45
3.8.6. Určení maximální tahové síly v tažném prvku: .....	45
3.9. Výpočet dvouřádkového korečku pro balotinu čistou a s prachem: .....	46
3.9.1. Dopravní výkon: .....	46



3.9.2.	Určení velikosti obvodové síly: .....	46
3.9.3.	Potřebný pracovní výkon pohonu: .....	47
3.9.4.	Výpočet odvalovací síly: .....	48
3.9.5.	Určení napínací síly: .....	48
3.9.6.	Určení maximální tahové síly v tažném prvku: .....	49
3.10.	Shrnutí výpočtů do tabulky: .....	49
4.	Kontrola dopravního pásu: .....	50
5.	Kontrola pera na otlačení u hřídele dolního bubnu: .....	51
6.	Výpočet a určení ložisek .....	52
6.1.	Stanovení reakcí v ložiscích: .....	52
6.2.	Kontrola ložiska: .....	53
7.	Výpočet závitové tyče na tah: .....	56
7.1.	Stanovení maximální síly působící na jednu závitovou tyč: .....	56
7.2.	Výpočet minimálního průměru závitové tyče: .....	57
8.	Závěr: .....	58
9.	Zdroje informací: .....	59
10.	Seznam příloh: .....	61

### Seznam použitých značek a symbolů:

$A$	Šířka korečku	[m]
$A_{h1}$	Měrná hrabací práce pro balotinu čistou	[J/kg]
$A_{h2}$	Měrná hrabací práce pro ocelovou drť GH50	[J/kg]
$A_{h3}$	Měrná hrabací práce pro balotinu s prachem	[J/kg]
$B_p$	Šířka pásu	[m]
$C$	Dynamická únosnost ložiska	[N]
$C_o$	Statická únosnost ložiska	[N]
$D_a$	Vnější průměr ložiska	[m]
$D_{B1}$	Průměr hnacího bubnu	[m]
$D_{B2}$	Průměr napínacího bubnu	[m]
$D_{pw}$	Roztečný průměr kuliček	[m]
$F_{(1)}$	Obvodová síla pro balotinu čistou	[N]
$F_{(2)}$	Obvodová síla pro ocelovou drť GH50	[N]
$F_{(3)}$	Obvodová síla pro čistou balotinu a balotinu s prachem	[N]
$F_{1(1)}$	Síla potřebná pro překonání pohybových odporů dopravníku pro balotinu čistou	[N]
$F_{1(2)}$	Síla potřebná pro překonání pohybových odporů dopravníku pro ocelovou drť GH50	[N]
$F_{1(3)}$	Síla potřebná pro překonání pohybových odporů dopravníku pro čistou balotinu a balotinu s prachem	[N]
$F_{2(1)}$	Síla potřebná k překonání dopravní výšky pro balotinu čistou	[N]
$F_{2(2)}$	Síla potřebná k překonání dopravní výšky pro ocelovou drť GH50	[N]
$F_{2(3)}$	Síla potřebná k překonání dopravní výšky pro čistou balotinu a balotinu s prachem	[N]
$F_{Aa}$	Axiální síla v ložisku	[N]
$F_{d(1)}$	Síla potřebná k uvedení hrabacího dopravníku do chodu pro balotinu čistou	[N]
$F_{d(2)}$	Síla potřebná k uvedení hrabacího dopravníku do chodu pro ocelovou drť GH50	[N]

$F_{d(3)}$	Síla potřebná k uvedení hrabcového dopravníku do chodu pro čistou balotinu a balotinu s prachem	[N]
$F_{dz}$	Dovolené zatížení dopravního pásu	[N]
$F_{e(1)}$	Síla, kterou je pohon schopen přenést pro balotinu čistou	[N]
$F_{e(2)}$	Síla, kterou je pohon schopen přenést pro ocelovou drť GH50	[N]
$F_{e(3)}$	Síla, kterou je pohon schopen přenést pro čistou balotinu a balotinu s prachem	[N]
$F_{eA}$	Ekvivalentní zatížení ložiska	[N]
$F_{max(1)}$	Maximální síla, kterou je pohon schopen přenést pro balotinu čistou	[N]
$F_{max(2)}$	Maximální síla, kterou je pohon schopen přenést pro ocelovou drť GH50	[N]
$F_{max(3)}$	Maximální síla, kterou je pohon schopen přenést pro čistou balotinu a balotinu s prachem	[N]
$F_O$	Osová síla	[N]
$F_{O(1)}$	Odvalovací síla pro balotinu čistou	[N]
$F_{O(2)}$	Odvalovací síla pro ocelovou drť GH50	[N]
$F_{O(3)}$	Odvalovací síla pro čistou balotinu a balotinu s prachem	[N]
$F_{p1}$	Maximální průměr závitové tyče	[N]
$F_{p(1)}$	Síla potřebná k překonání odporu při plnění korečků pro balotinu čistou	[N]
$F_{p(2)}$	Síla potřebná k překonání odporu při plnění korečků pro ocelovou drť GH50	[N]
$F_{p(3)}$	Síla potřebná k překonání odporu při plnění korečků pro čistou balotinu a balotinu s prachem	[N]
$F_{Ra}$	Radiální síla v ložisku	[N]
$F_{z(1)}$	Napínací síla pro pásový tažný prvek pro balotinu čistou	[N]
$F_{z(2)}$	Napínací síla pro pásový tažný prvek pro ocelovou drť GH50	[N]
$F_{z(3)}$	Napínací síla pro pásový tažný prvek pro čistou balotinu a balotinu s prachem	[N]

$G$	Tíhová síla	[N]
$G$	Výška korečku	[m]
$H$	Výška od osy spodního bubnu k ose horního bubnu	[m]
$H_{celk}$	Celková výška elevátoru včetně skříně	[m]
$L_{3hA}$	Trvanlivost ložiska při pravděpodobnosti 97 %	[h]
$L_{10A}$	Trvanlivost ložiska při pravděpodobnosti 90 %	[h]
$P_{(1)}$	Pracovní výkon pro balotinu čistou	[W]
$P_{(2)}$	Pracovní výkon pro ocelovou drť GH50	[W]
$P_{(3)}$	Pracovní výkon pro čistou balotinu a balotinu s prachem	[W]
$P_h$	Navržený prostor mezi dnem skříně a korečkem	[m]
$P_{př}$	Výkon převodovky	[kW]
$P_v$	Navržený prostor mezi vrchem skříně a korečkem	[m]
$Q_{(1)}$	Dopravní výkon pro balotinu čistou	[t/hod]
$Q_{(2)}$	Dopravní výkon pro ocelovou drť GH50	[t/hod]
$Q_{(3)}$	Dopravní výkon pro čistou balotinu a balotinu s prachem	[kg/s]
$R$	Vzdálenost od středu bubnu k těžišti korečku	[m]
$R_1$	Vzdálenost od středu bubnu k vnějšímu kraji korečku	[m]
$R_2$	Poloměr bubnu	[m]
$R_a$	Reakce v ložisku A	[N]
$R_b$	Reakce v ložisku B	[N]

$T_D$	Dovolené zatížení pásu	[N/m]
$T_{max(1)}$	Maximální tahová síla v tažném prvku pro balotinu čistou	[N]
$T_{max(2)}$	Maximální tahová síla v tažném prvku pro ocelovou drť GH50	[N]
$T_{max(3)}$	Maximální tahová síla v tažném prvku pro čistou balotinu a balotinu s prachem	[N]
$V_k$	Objem korečku	[m <sup>3</sup> ]
$a_1$	Součinitel pravděpodobnosti, že ložisko dosáhne požadované životnosti	[ - ]
$a_{23}$	Součinitel modifikované trvanlivosti	[ - ]
$d_a$	Vnitřní průměr ložiska	[m]
$d'_3$	Minimální průměr závitové tyče	[m]
$g$	Gravitační konstanta	[m/s <sup>2</sup> ]
$k$	Viskózní poměr	[ - ]
$k_b$	Vypočítaný koeficient bezpečnosti pro dopravní pás	[ - ]
$k_{dp}$	Určený koeficient bezpečnosti pro dopravní pás	[ - ]
$k_s$	Statická bezpečnost proti prokluzu	[ - ]
$k_\varphi$	Koeficient sypnosti	[ - ]
$i_s$	Počet závitových tyčí	[ - ]
$m_b$	Hmotnost horního bubnu	[kg]
$m_{dp}$	Hmotnost dopravního pásu s korečky	[kg]
$m_e$	Hmotnost elektromotoru s převodovkou	[kg]
$m_k$	Hmotnost prázdného korečku	[kg]

$m_{kp}$	Hmotnost plného korečku	[kg]
$m_L$	Hmotnost ložiska	[kg]
$m_p$	Měrná hmotnost pásu	[kg/m]
$m_{pd}$	Hmotnost posuvné desky	[kg]
$n_1$	Otáčky na hnacím bubnu	[ot/min]
$n_2$	Otáčky na poháněném bubnu	[ot/min]
$n_k$	Počet současně hrabajících korečků	[ks]
$n_{min}$	Minimální otáčky	[ot/min]
$q_3$	Délka zatížení pásu od hmotnosti korečků	[N/m]
$s$	Dráha hrabání	[m]
$t_k$	Rozteč korečků	[m]
$t_p$	Tloušťka pásu	[m]
$v$	Doprav. rychlost pro vyprazdňování mat.	[m/s]
$\nu_1$	Kinematická viskozita zabezpečující optimalizaci mazání	[mm <sup>2</sup> /s]
$\nu_{pm}$	Kinematická viskozita použitého maziva	[mm <sup>2</sup> /s]
$\alpha_G$	Úhel opásání	[rad/s]
$\eta$	Účinnost poháněcí stanice	[ - ]
$\mu$	Součinitel čepového tření v ložiskách při valivém uložení napínacího bubnu	[ - ]
$\rho_{s1}$	Sypná hmotnost pro balotinu čistou	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_{s2}$	Sypná hmotnost pro balotinu s prachem	[kg/m <sup>3</sup> ]

$\rho_{s3}$	Sypná hmotnosť pro ocelovou drť GH50	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_{v1}$	Objemová hmotnosť pro balotinu čistou	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_{v2}$	Objemová hmotnosť pro balotinu s prachem	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_{v3}$	Objemová hmotnosť pro ocelovou drť GH50	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\omega$	Úhlová rýchlosť	[rad/s]

## Úvod:

Cílem této bakalářské práce je návrh svislého korečkového elevátoru pro dopravu abraziva, který je součástí tryskacího boxu. Elevátor dopravuje otryskané abrazivo, které je do elevátoru přivedeno podlahovým dopravníkem. Sypký materiál je veden po zemi až do násypky korečkového elevátoru, a tudíž se bude jednat o případ plnění hrabáním.

V první fázi bude provedena rešerše vertikálních dopravníků. Dopravníky posléze budou srovnány s korečkovým elevátorem, aby bylo ověřeno, že pro danou problematiku bude právě elevátor tou nejlepší volbou.

Dalším krokem je část analytická, konkrétně výpočet obvodové síly, potřebného pracovního výkonu, napínací síly a maximální tahové síly v tažném prvku. Všechny výpočty v analytickém oddílu bude nutné vypočítat třikrát, a to pro tři druhy abraziv. První a druhé abrazivo bude spočteno pro jednořádkový dopravní pás. Na porovnání bude určeno lehké abrazivo, čistá balotina, a pak abrazivo těžké, ocelová drť GH50. Třetí abrazivo se bude počítat pro dvouřádkový dopravní pás. Abrazivem je opět balotina, avšak zde se dělí na čistou balotinu a balotinu s prachem.

Po vypočtení hodnot u počítaných veličin bude vybrán případ, kde jsou hodnoty nejvyšší. Dále budou provedeny pevnostní výpočty. Kontrola zvoleného dopravního pásu, zvolených korečků a ložisek. Navržené řešení napínání musí být také zkontrolováno pevnostními výpočty.

Posledním krokem je konstrukční návrh daného řešení. U konstrukce elevátoru je několik poznatků. Horní buben bude hnací a zároveň zde bude celý pás napínán. Napínání není u dolního bubnu, neboť dolní buben bude výstupní hřídelí ještě převádět kroutící moment na spodní převodovku. Tato převodovka je zde z důvodu pohánění podlahového dopravníku.



## 1. Dopravníky:

Dopravníky jsou stroje nebo zařízení, které slouží k plynulé přepravě sypkých nebo kusových materiálů. Mezi sypké materiály patří např.: obiloviny, pískovité materiály či abraziva pro tryskací stroje. Pod kusovými materiály lze představit různé polotovary, součásti ve výrobě, zavazadla na letišti a jiné. [14]

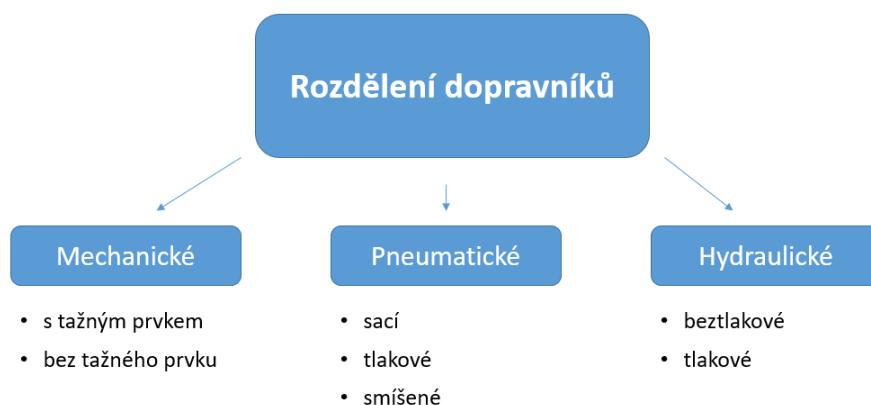
Osobitým rysem dopravníků je nepřetržitý, byť někdy přerušovaný v určitých intervalech, dopravní tok materiálu či předmětů. Na úkor tohoto typického rysu se setkávám často s pojmem nepřetržitý pás, řetěz či lano.

Na úkor nepřetržitého toku jsou dopravníky schopny zaručit výkon nezávisle na dopravované vzdálenosti.

Dopravníky mohou plnit velkou úlohu v organizační funkci při hromadné výrobě. Slouží zde jako regulátor tempa výroby v průmyslu. [17], [19]

### 1.1. Rozdělení dopravníků:

#### 1.1.1. Základní rozdělení na tři hlavní skupiny



Obr. 1 – Schéma rozdělení [1]

#### 1.1.2. Podle pohonu

Rozlišujeme dopravníky bez vlastního pohonu, přeprava materiálu nebo břemene se uskutečňuje lidskou silou nebo vlastní vahou.

Druhou část tvoří dopravníky, které mají strojní pohon nejčastěji elektrický můžeme se však setkat i se spalovacími (pojízdné nebo přenosné) či pneumatickými (ty jsou užitečné ve výbušném prostředí) [17]

#### 1.1.3. Podle směru dopravy

Máme zde směr vodorovný, šikmý nebo svislý. Protože je mým úkolem optimalizovat svislou dopravu, budu blíže popisovat pouze dopravníky pro svislou dopravu. [17]



Obr. 2 - Schéma rozdělení [1]

## 1.2. Popis trubkového dopravníku (Schrage):

Trubkový nebo také znám pod názvem Schrage je dopravník, který má opět tažný element. Zde je tažným elementem výlučně řetěz (pás by použit nešel), na kterém jsou ukotveny unašeče v daném rozptylu. Název Schrage je používám v souvislosti s firmou, která tento dopravník vymyslela a jmenovala se právě Schrage.[25]

Dopravník je všestranný, co se směru dopravy materiálu týče. Může dopravovat jak ve vodorovném, šikmém tak i svislém směru. To vše díky jeho jednoduché konstrukci. Jedná se totiž o „trubku“ která má uvnitř řetěz s unašeči. Mezi unašeči a stěnou trubky je velmi malý prostor, a tak nemá materiál kam jinam jít a je nesen unašeči.



Obr. 3 – Trubkový dopravník (Schrage) [8]

### Výhody:

Za výhody se považuje velká flexibilita při umístění násypky a výsypky. Dále je velmi přizpůsobivý na různé tvarově obtížné dopravní trasy. Může totiž libovolně měnit vodorovný směr na šikmý či svislý a naopak.

Obdobně jako u korečkového dopravníku je i zde relativně jednoduchá konstrukce. Celý dopravník je kompletně zakrytý, tudíž nedochází k znečištění okolního prostoru a zároveň nehrozí znečištění vnitřních prostor dopravníku.

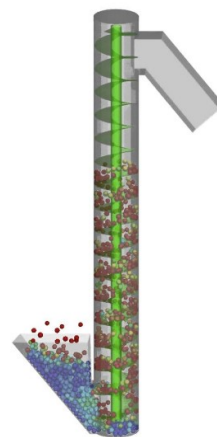
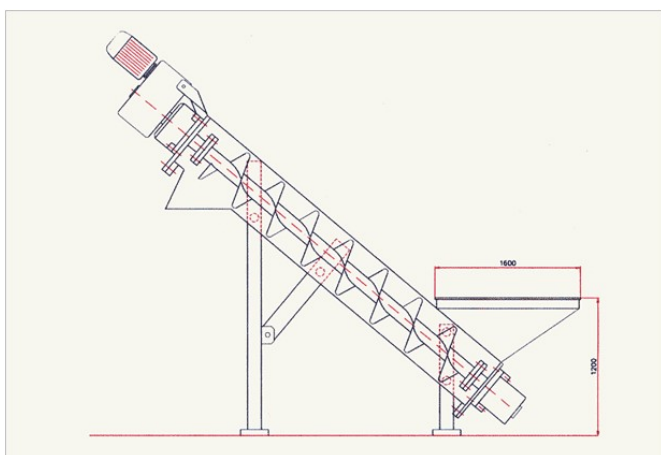
Tento typ dopravníku také vyniká velkou spolehlivostí, bezpečností a nízkou spotřebou elektrické energie. [25]

### Nevýhody:

Při chodu stroje dochází k velkým tlakům od materiálu na unašeče a stěny dopravníku a dochází, tak k deformování materiálu. Zároveň dochází k velkému opotřebení samotného dopravníku a vyžaduje častou údržbu.

### 1.3. Popis šnekového dopravníku:

Šnekové jinak taky nazývané šroubovicové dopravníky patří k nejstaršímu typu dopravníků. Důvodem proč se stále drží už po mnoho let je jeho jednoduchost. Používá se pro dopravu sypkých hmot, ve výjimečných případech i kusových materiálů o malých rozměrech. S těmito dopravníky se můžeme například setkat u vstřikolisových strojů, kde jsou dopravovány plastové „granule“ šroubovicí zároveň je dopravník ohříván, a tak se promění granule na tekutinu, která je dopravena do samotného lisu. Může tedy plnit kromě dopravování také funkci míchací, třídící nebo třeba odvodňovací. [14], [17] Jedná se o dopravník, který má uzavřenou konstrukci obdobně jako trubkový nebo korečkový. Existuje i otevřený, kdy má v řezu tvar písmene U, ale to už není řeč o svislé nýbrž o vodorovné dopravě materiálu. [14]



Obr. 4 - Šnekový dopravník (vlevo) [9]; Obr. 5 - Šnekový dopravník (vpravo) [10]

#### Výhody:

Stejně jako dopravník Schrage je i šnekový dopravník flexibilní co se týče plnění a vyprazdňování materiálu. Může k němu totiž docházet na libovolném místě dopravníku.

Pokud se bavíme o málo rozměrových šnekových dopravnících, platí zde spolehlivý provoz. Při velkých délkách dochází k hromadění materiálu až se stroj zacpe. Vytvoří se takový „špunt“, který je poté obtížné odstranit.

#### Nevýhody:

Není vhodný pro dopravu velmi lepkavých materiálů ani pro materiály náchylné na deformaci. Princip, jakým materiál dopravuje totiž způsobuje deformaci materiálu.

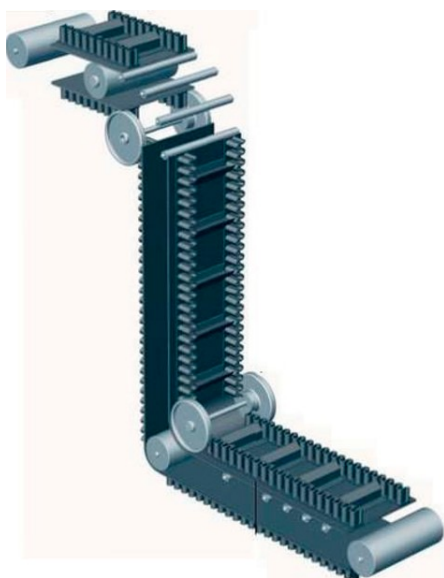
Stejně jako u trubkového je zde velmi namáhat celý stroj a vyžaduje opět častou údržbu.

Nejde opomenout jeho velkou energetickou náročnost [14]

#### 1.4. Popis pásového dopravníku pro svislý směr (Flexowell):

Dopravník s bočními vlnovci a příčkami, častěji známý pod názvem Flexowell, umožňuje velkou volnost v kombinování směrů dopravy. Sypký materiál na tomto dopravníku může být unášen vodorovně, šikmě či svisle. [24]

Jedná se o nekonečný pás, který má vulkanizaci na sobě přidělané přepážky, kterými je materiál nesen. Má dobrou podélnou pružnost a je mimořádně stabilní. [11]



Obr. 6 – Dopravník Flexowell (vlevo) [11]; Obr. 7 – Unášení materiálu na pásu (vpravo) [11]

##### Výhody:

Má velkou škálu využití v různých odvětvích průmyslu. Za nejčastější je uváděn těžební, potravinářský a chemický průmysl.

Díky pružnosti bočnic pásu je možný volný přechod mezi vodorovným a svislým směrem dopravy. Dokáže tak zvládnout velkou výšku při malých vzdálenostech. [12]

##### Nevýhody:

Velkou nevýhodou v porovnání s klasickým pásovým dopravníkem je technologie výroby tohoto pásu složitá, což se dost projeví na pořizovací ceně dopravníku. Pokud se nějaká z přepážek poškodí, nelze ji nahradit druhou a musí se pořídit pás nový.

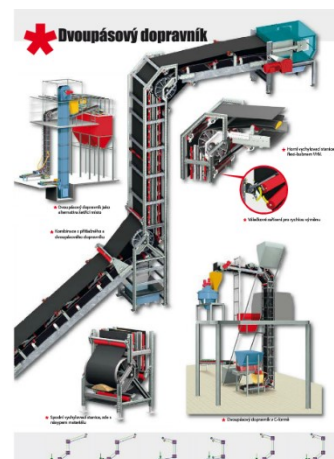
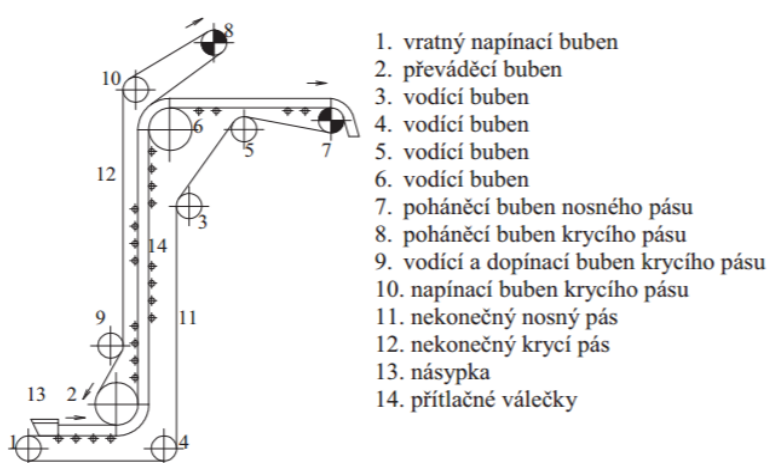
Nesmíme taky opomenout obtížnost čištění takového pásu. Jedná se hlavně o nalepující se části materiálu na pás.

Konstrukce podpěrných válečků je také problémem, protože na rozdíl od klasického pásového dopravníku je to složitější. [12]

### 1.5. Popis pásového dopravníku s krycím pásem/dvoupásový dopravník:

V České republice není tento dopravník příliš známý, a proto jej na internetu spíše najdeme pod názvem „two belt conveyor“. Jedná se o druh pásového dopravníku. Máme zde jeden pásový dopravník, na kterém je materiál nesen. A pak je zde druhý, který materiál přitlačí k prvnímu díky čemuž dochází ke tření, a tak je umožněno nést materiál i ve svislém směru. [12]

Mezi přednosti patří vysoká rychlost dopravy a to až 6 m/s. Uzavření materiálu v dopravníku čímž je chráněný vůči vnějším vlivům. Má to také výhody při dopravě prašných či toxických materiálů. [12]



Obr. 8 – schéma dvoupásového dopravníku (vlevo) [12]  
Obr. 9 – model dvoupásového dopravníku (vpravo) [13]

#### Výhody:

Při dopravování není materiál vystavován vnějším vlivům, a naopak materiál nenarušuje venkovní prostor například svou prašností.

Na rozdíl od ostatních uvedených dopravníků a zejména dopravníku Flexowell má velmi dobrou omyvatelnost. [12]

#### Nevýhody:

Velkým nedostatkem dvoupásového dopravníku je konstrukční složitost, větší spotřeba energie oproti klasickému pásovému dopravníku, což se odráží na ceně.

Mám dáno, že budu dopravovat abrazivní materiál a ten by měl negativní účinky na tento dopravník.

Pokud by měl dopravit materiál s nízkým třením nebyl by toho schopen. [12]

## 1.6. Popis korečkového dopravníku:

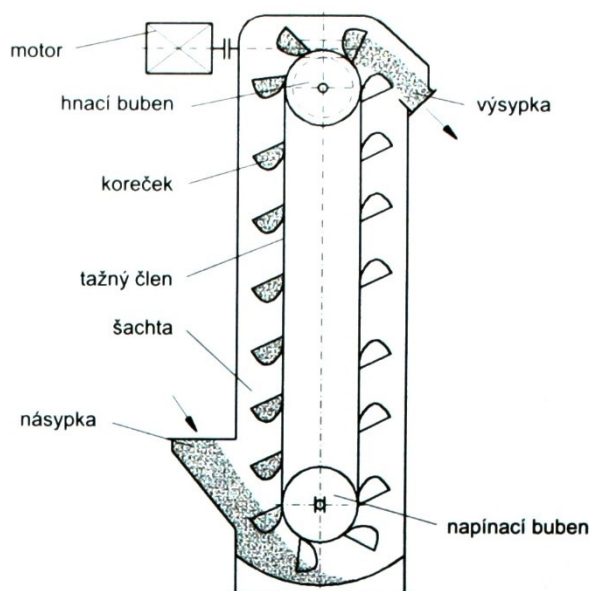
Korečkový dopravník jinak nazýván také Elevátor je tvořen nekonečným pásem, řetězem nebo lanem, na kterém jsou ukotveny „nádoby“ zvané korečky. Do těchto korečků je přiváděn násypkou materiál a následně nesen po trati dopravníku, až k výsypnému místu.

V principu se vlastně jedná o článkový dopravník s tím rozdílem, že už tu nejsou články ale právě již zmiňované korečky.

Uchycení korečků může být provedeno dvojím způsobem. Nejčastější je případ, kdy je koreček na řetězu pevně uchycen. A však je zde i způsob ukotvení korečků na řetěz, tak že je jim umožněn výkyvný pohyb. [17]

Slouží k přepravě sypkých (jemnozrnných nebo málo kusovitých) materiálů v šikmém (do 20° od svislice) nebo svislém směru (do 70° od svislice). Pro běžné používání je uváděná přepravovaná výška je do 40 m o výkonnosti až 160 [m<sup>3</sup>/hod]. Ovšem kapacitní elevátory mohou mít dopravní výkon až 500 m<sup>3</sup>/hod. Limit dopravní výšky je závislé na prokluzu tažného elementu na hnacím bubnu, to platí pro gumotextilní pásy do 30 m. Pokud by bylo ukotvení měli ukotvení na řetězech je zde omezení z hlediska pevnosti řetězu do 90 m. U dopravních pásů se volí dopravní rychlost (1÷3,5) m/s, pro řetězy se volí rychlost nižší a to (0,3÷1,2 m/s). [14]

Poháněcí jednotku zde tvoří z pravidla elektromotor s převodovkou a spojkou, která je nejčastěji umístěna v horní části dopravníku. Není zde žádná napínací jednotka. Tažný element je napínán tíhou neseného materiálu, a také svou vlastní vahou.



Obr. 10 - Schématické znázornění korečkového dopravníku (vlevo) [2]

Obr. 11 - Vizuální vzhled s řezy dopravníku v praxi (vpravo) [3]

### Výhody:

Za výhody lze považovat, že dopravník je celý zakrytovaný. Hlavním důvodem je prašnost, který je například u přepravy jemnozrnných abraziv vysoká. Další výhodou, která s tímto úzce souvisí je spolehlivý chod, který nevyžaduje častou údržbu. Na rozdíl od ostatních dopravníků nejsou energetické náklady vysoké. [3]

Protože je korečkový dopravník v principu jednoduché zařízení a nemá příliš velké množství komponentů, montáž celého dopravníku je relativně snadná.

### Nevýhody:

Mezi nevýhody patří omezení druhů materiálů, které je možné tímto dopravníkem přepravovat. Není totiž možné přepravovat silně přilnavé a lepkavé materiály, způsobovali by usazeniny v korečkách.

Na rozdíl od pásových dopravníků není snadno omyvatelný a pokud by mi, vlivem špatné volby přepravovaného materiálu, vznikly usazeniny bylo by vyčištění komplikované.

#### 1.6.1. Možnosti nabírání materiálu:

Nabírání materiál do korečků lze rozdělit do tří skupin:

##### Nasypáváním:

Tvar násypky a tok materiálu je uzpůsoben tak, že se materiál sype přímo do korečku, a to v množství, které je procentuálně menší než maximální objem korečku, aby nedocházelo ke kolizi. Schématické znázornění viz obr.2

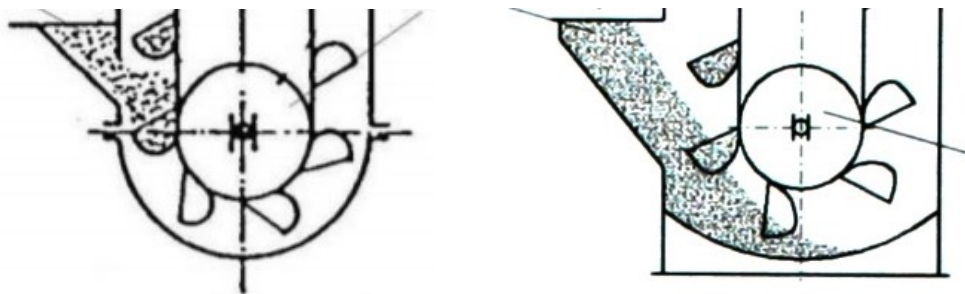
##### Hrabáním:

Zde je materiál nasypáván do prostoru mezi i pod korečky, ty se pak naplňují hrabáním materiálu z tohoto prostoru. Není zde v záběru pouze jeden koreček, ale to z pravidla hned dva. Maximální záběrové množství je dva a půl korečků.

##### Kombinované:

Nejedná se o nic jiného než právě o kombinaci dvou uvedených metod. Materiál se tak sype rovnou do korečků ty jsou však částečně již naplněny z hrabání. Materiál, co se tak nevleze do korečku propadá do prostoru, ze kterého si jej další koreček nahrabe.





Obr. 12 - Metoda nasypáváním (vlevo) [4]

Obr. 13 - Metoda hrabáním (vpravo) [5]

#### 1.6.2. Způsoby vyprázdnění korečků:

Existují tři druhy vyprazdňování, odstředivé, gravitační a kombinované neboli smíšené.

Rozdělení plyne z polohy pólu P (viz obr.14), ten je průsečíkem výslednice vnějších sil. Tyto síly působí na materiál v korečku, svisle působí tíhová síla G a pohybem korečku na bubnu vzniká také síla odstředivá  $F_O$ . Za pohybu výslednice těchto sil protíná vertikální osu vždy ve stejném bodě. [16]

Vztah pro osovou sílu:

$$F_O = m \cdot R \cdot \omega^2 = m \cdot \frac{v^2}{R} \quad (1.1)$$

Vztah pro tíhovou sílu:

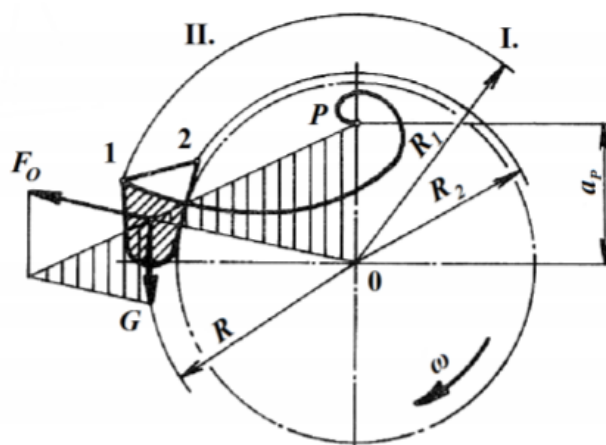
$$G = m \cdot g \quad (1.2)$$

Jestliže se pól nachází uvnitř kružnice  $R_2$  (viz obr. 14), pak se jedná o vysypávání materiálu za pomoci odstředivé síly z misky přes její hranu 1 a to již ve II. kvadrantu. Tento druh vysypávání se nazývá odstředivé.

Pokud se pól nenachází uvnitř kružnice  $R_2$  a je větší i jako  $R_1$ , pak se materiál vysypává z korečku až v I. kvadrantu, a to přes hranu misky 2. Tento druh vysypávání se nazývá gravitační. [16]

Třetí možností je, že se pól nachází přímo na kružnici R, pak se materiál vyprazdňuje smíšeně.

Vzdálenost pólu P od středu O, se nazývá  $a_p$ . Pro stanovení této vzdálenosti slouží podobnost vyšrafovaných trojúhelníků (viz obr.14).



Obr. 14 – zobrazení sil při vyprazdňování korečku [16]

Vyjádření vzdálenosti pólu od středu

$$\frac{a_p}{R} = \frac{G}{F_O} = \frac{m \cdot g}{m \cdot R \cdot \omega^2} \Rightarrow a_p = \frac{g}{\omega^2} = \frac{R^2 \cdot g}{v^2} \quad (1.3)$$

Pro případ kombinovaný platí ( $a_p = R$ )

$$R = \frac{R^2 \cdot g}{v^2} \Rightarrow v = \sqrt{R \cdot g} \quad (1.4)$$

Pro případ gravitační platí ( $a_p > R$ )

$$v < \sqrt{R \cdot g} \quad (1.5)$$

Pro případ odstředivý platí ( $a_p < R$ )

$$v > \sqrt{R \cdot g} \quad (1.6)$$

### Odstředivé:

Jak již název napovídá, materiál je vymršťován z dopravníku odstředivou silou. Aby tento způsob správně fungoval je za potřeby uzpůsobení tvaru korečku, většího prostoru ve výsypce a také vhodně zvolené otáčky na úkor hmotnosti materiálu.

Tuto metodu můžete vidět (viz obr.15).

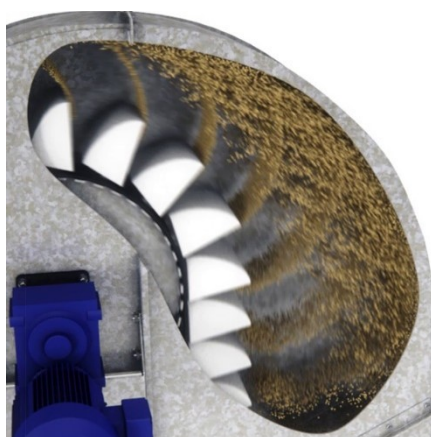
### Gravitační:

Materiál je zde vyprazdňován za pomoci gravitačních sil. Výhodou jsou menší nároky na velikost výsypky i rychlosti stroje.

Tuto metodu můžete vidět (viz obr.16).

### Kombinované:

Třetí možnost je využití jak gravitační, tak i odstředivé metody vyprazdňování zároveň.



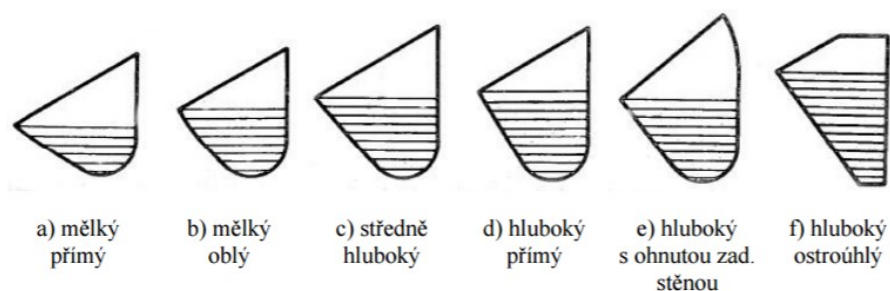
*Obr. 15 - odstředivé vysypávání [6], Obr. 16 - gravitační vysypávání [20]*

### 1.6.3. Typy korečků:

#### Korečky:

Jedná se o nádoby určitého tvaru a objemu (viz obr.8), nejčastěji jsou vyrobeny z ocelového plechu nebo plastu. Různé tvary jsou dány v závislosti na typu dopravovaného materiálu (viz tab.1). Také uspořádání korečků hraje důležitou roli, a to konkrétně na způsobu plnění, a pak také na dopravovaném materiálu.

Ocelové korečky jsou vhodné pro abrazivní a horké materiály. Oproti tomu plastové jsou vhodné spíše pro potravinářský či chemický průmysl. [14]



Obr.17 - Základní tvary korečků [16]

Tvar korečku	Charakteristické vlastnosti dopravovaného materiálu	Příklady použití
a)	lehký, jemný náklad	mouka, dřevěný prach
b)	lehký, zrnitý náklad	obilí, semena, piliny
c)	lepivý náklad	vlhké jemné uhlí, vlhká štěrka
d)	těžký práškovitý, kusovitý náklad	písek, cement, uhlí
e)	lehko tekoucí nebo odvalující se náklad	popílek, brambory
f)		černé uhlí

Tab.1 - Základní tvary korečků [16]

#### Jednořádkový:

Jedná se obvyklé uspořádání korečku ať už na páse nebo na řetězu. Při srovnání s dvouřádkovým má nevýhodu, že nemůže nést na jedné straně jiný materiál než na straně druhé.

#### Dvouřádkový:

Tento typ uspořádání není příliš obvyklý a ani příliš známý. Setkal jsem se s tímto typem ve firmě Wista. Používají tento typ hned ze dvou důvodů. Speciální venkovní kryt elevátoru jednotlivé řady odděluje od sebe. Díky tomuto vznikají dva prostory v jednom je dopravováno čisté abrazivo a v druhém otryskané. Druhým důvodem je pak celková výška dopravníku. Ta může být snížena téměř o polovinu a dopravované množství bude stále stejné.



Obr. 18 - Fotka Jednořádkového korečkového pásu (vlevo) [7]  
Obr. 19 - Fotka Dvouřádkového korečkového pásu (vpravo) [7]

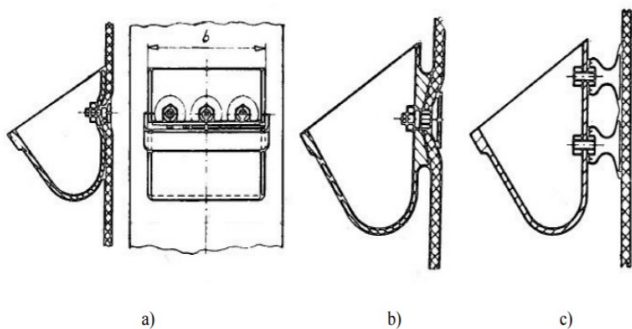
#### 1.6.4. Tažné elementy:

Patří zde dopravní pás, řetězy. Na tažném elementu jsou ukotveny korečky.

#### Ukotvení na dopravní pás:

Misky můžou být uchyceny na pásu hned třemi způsoby: [14]

- pomocí talířových šroubů;
- pomocí speciálních segmentů,
- navulkanizováním



Obr. 20 – uchycení korečků na dopravním pásu (vlevo) [14]  
Obr. 21 - Fotka talířových šroubů s korečkem (vpravo) [7]

### Ukotvení na článkovém řetěz nebo řetězech:

Řetězy jsou u korečků s většími rozměry, a taky při nižších dopravních rychlostech. Jako u dopravních pásů je i u řetězů více způsobů uchycení: [14]

a) Připojení čelně (viz obr.21); b) připojení bočně (viz obr.22)



*Obr. 22 – uchycení korečků čelně (vlevo) [22]  
Obr. 23 - uchycení korečků bočně (vpravo) [21]*

## **2. Volba vhodného dopravníku:**

Volím korečkový dopravník, a to z následujících důvodů. Pokud bych srovnal uvedené dopravníky, tak pouze korečkový, šnekový a Flexowell umožňují dopravování materiálu hrabáním. Což je jeden z požadavků firmy.

Dopravník Schrage a šnekový dopravník nejsou vhodné, protože při dopravování abraziva by docházelo k velkému tření na stěnách a brzo by se tak opotřeboval.

Co se týče dopravníku Flexowell a dvoupásovému dopravníku, tak zde je nutné mít nějakou náběhovou rovnou plochu, a pak je zde také příliš mnoho rotačních součástí. Z těchto důvodů mají také větší nároky na motor, než je tomu u Korečkového dopravníku.

Firma má dlouholeté zkušenosti s korečkovými dopravníky, a protože je s nimi spokojena, preferuje je.



### 3. Postup výpočtů:

#### Zadáno:

Průměr hnacího bubnu	$D_{B1}=219$ [mm]
Průměr napínacího bubnu	$D_{B2}=219$ [mm]
Rozteč korečku	$t_k=300$ [mm]
Maximální výška celého zařízení včetně skříně	$H_{celk}=2207$ [mm]
Druh vyprazdňování	odstředivé
Dopravovaný materiál	balotina čistá, balotina s prachem a ocelová drť GH50

#### Určit:

- Volba korečku, dopravního pásu a spojky pásu.
- Jako první určím rychlost, s jakou se korečkový dopravník bude pohybovat. Výpočet provádím z odvozeného vzorce viz [16].
- Dále provádím výpočet určující maximální tahové síly v tažném prvku pro tři situace:
  - První situací je výpočet pro jednořádkový korečkový dopravník, kterým je přepravováno lehké abrazivo. Zástupcem lehkého abraziva bude čistá balotina.
  - Druhá situace je výpočet pro jednořádkový korečkový dopravník, kterým je přepravováno těžké abrazivo. Zástupcem je ocelová drť GH50.
  - Třetí situace je výpočet pro dvouřádkový korečkový dopravník, kterým je přepravována balotina. Výpočet je komplikovanější, protože dopravník dopravuje v jedné řadě balotinu čistou a zároveň v druhé řadě balotinu s prachem. To je balotina, která byla již otryskaná a dopravuje se do čističe a následně je znova poslána do oběhu.

### 3.1. Výběr korečku:


Ze zadaného kat. čísla 1846 100 jsem si dohledal parametry korečku z katalogu firmy Gumex. Údaj o hmotnosti korečku mi byl sdělen emailem a její hodnota je:  $m_k=140$  g

**LISOVANÝ KOREČEK SPS OCELOVÝ**

- určen pro vertikální dopravu různých **syplých a suchých materiálů** jako zrní, tryskací materiály, omítkové směsi atd.
- materiál: **ocelový plech bez povrchové úpravy**
- sériová řada odpovídá níže uvedeným údajům  
Na objednávku lze vyrobit i atypický koreček.

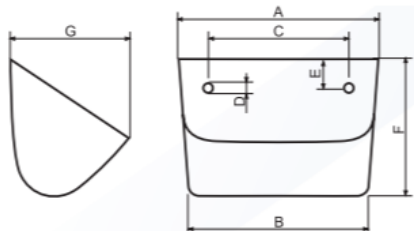
**Speciální naběráky:**

- z plechu síly 3 mm
- z plastu
- z oděruvzdorného plastu
- z nerezového plechu včetně nerezových řemenových šroubů
- s návarem tvrdokovu na hranách



Obj. kód	Typ/síla materiálu (mm)	A Šíře horní (mm)	F Výška (mm)	G Hloubka (mm)	Rozteč děr (mm)/počet děr	Obsah (dm <sup>3</sup> , voda)	Cena (Kč/ks)
1846 100	SPS 100-90/1	106	66	90	50/2	0,330	31,00
1846 120	SPS 120-100/1	125	77	105	67/2	0,440	47,00
1846 140	SPS 140-120/1,2	146	90	120	70/2	0,650	50,00
1846 160	SPS 160-140/1,5	166	112	147	100/2	1,200	75,00
1846 180	SPS 180-140/1,5	187	112	147	100/2	1,380	74,00
1846 200	SPS 200-150/1,5	205	112	150	100/2	1,530	96,00
1846 240	SPS 240-160/2	247	130	165	70/3	2,400	141,00
1846 260	SPS 260-165/2	262	135	165	77/3	2,550	150,00
1846 280	SPS 280-165/2	280	130	165	80/3	2,820	162,00
1846 300	SPS 300-165/2	308	135	165	100/3	2,900	190,00

katalog 2011 [www.gumex.cz](http://www.gumex.cz)



Obr. 24 – volba korečku (nahore) [26]  
Obr. 25 – schéma daných rozměrů(dole) [26]

### 3.2. Volba pásu:

Dopravní pás elevátoru je vystaven zatížení hmotnosti korečku a materiálu, který je v něm přepravován. Další zátěží je hmotnost pásu samotného a síla kterou je pás napínán.

Typ pásu jsem vybíral podle těchto kritérií:

- Minimální průměr hnacího bubnu požadovaný u pásu musel být větší než velikost mého hnacího bubnu tedy 219 mm.



- Pás by teoreticky při kolizi mohl přijít do styku s abrazivem, a proto volím

### **EP250/2 – PRYŽOVÉ PÁSY PRO PRŮMYSLOVÉ POUŽITÍ**

- velmi odolný proti opotřebení, pro přepravu vysoce abrazivního sypkého, zrnitého materiálu, ohrusivost max. 80 mm<sup>3</sup>
- pracovní teplota: -60 °C/+60 °C (materiál maximálně +70 °C)
- počet vložek: 2, pevnost: 250 N/mm
- maximální šířka: skladem do 800 mm (na objednávku do 1800 mm)
- síla krycích vrstev: obvykle 3+2 mm (a dle aktuální nabídky)
- okraje řezané nebo balené
- standardní délka: 100 m, 200 m



Obj. kód	Šířka (mm) /krycí vrstvy (mm)/kategorie	Síla (mm)	Minimální průměr hnacího bubnu (mm)	Hmotnost (kg/bm)	Balení (bm-info)	Cena (Kč/bm)
0865 041	400/3+2/AA	6,8	200	3,7	100/200/400	408,00
0865 050	500/3+2/AA	6,8	200	4,48	100/200/400	534,00
0865 066	650/3+2/AA	6,8	200	6	100/200/400	638,00
0865 080	800/3+2/AA	6,8	200	7,4	100/200/400	707,00
0865 100	1000/3+2/AA	6,8	200	9,25	100/200/400	1058,00

Obr. 26 – volba dopravníkového pásu [26]

takový pás, který je vůči němu odolný.

Šířka dopravního pásu  $B_P=120$  [mm]

Tloušťka pásu  $t_p=6,8$  [mm]

Hmotnost pásu na 1m<sup>2</sup>  $m_p=6$  [kg/m<sup>2</sup>]

Dovolené zatížení pásu  $T_D=250$  [N/mm]

Délka zatížení pásu od hmotnosti korečků:

$$q_3 = \frac{m_k \cdot g}{t_k} \quad (3.1)$$

$$q_3 = \frac{0,14 \cdot 9,81}{0,3}$$

$$q_3 = 4,578 \text{ [N/m]}$$

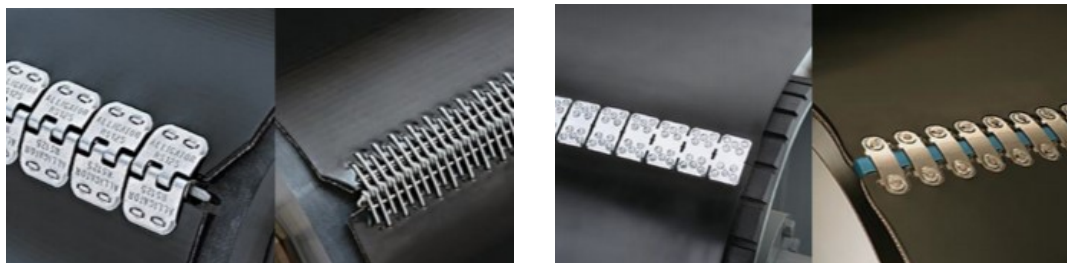
### 3.3. Zvolení spojky pásu:

#### Druhy spojek pásu:

Pásky na dopravníku tvoří tzv. nekonečný tažný prvek, aby vznikl takový prvek musí být konce pásu spojeny k sobě. [29]

#### Základní typy spoju:

- a) Nerozebíratelné: tvoří se vulkanizací a dále se dělí
  - za tepla (pomocí vulkanizačních lisů)
  - za studena (pomocí speciálních lepidel)
- b) Rozebíratelné: ke spojení slouží mechanické spojky ty se dělí
  - kloubové – mohou být destičkové nebo háčkové



*Obr. 27 – (vlevo) kloubové spoje (destičkové a háčkové) [29]*

*Obr. 28 – (vpravo) pevné spoje (šroubované a nýtované) [29]*

- pevné – mohou být šroubované nebo nýtované

#### Zvolení spojky pásu:

Zvolil jsme spojku od firmy Gumex typ ELEVATOR 1E z těchto důvodů:

- a) Je vhodná pro elevátory průměrů 200 mm
- b) Tento typ spojky odolává i velkému namáhání spoje
- c) Firma Gumex deklaruje jednoduchou montáž
- d) Nízká pořizovací cena



*Obr. 29 – spojka ELEVATOR 1E od firmy Gumex [30]*

### 3.4. Výpočet dopravované rychlosti pro vyprazdňování:

Ze zadání je jasné, že se jedná o vyprazdňování odstředivé, a proto se použije vzorec uvedený níže, viz [16].

$$v > \sqrt{R \cdot g} \quad (3.2)$$

$$v > \sqrt{\left(\frac{D_B}{2} + G\right) \cdot g}$$

$$v > \sqrt{\left(\frac{0,219}{2} + 0,09\right) \cdot 9,81}$$

$$v > 1,399 \Rightarrow \text{volím } v = 1,4 \text{ [m/s]}$$

### 3.5. Určení výšky od osy spodního k ose horního bubnu:

Výška se během napínání může změnit, a tak bude vypočtena ideální výška pro další výpočty. Na výpočet výšky bude potřeba zvolit délku pásu z hlediska konstrukčního řešení.

$$L = 4,2 \text{ m}$$

$$H = \frac{L - \pi \cdot D_B}{2} \quad (3.3)$$

$$H = \frac{4,200 - \pi \cdot 0,219}{2}$$

$$H = 1,756 \text{ [m]}$$

### 3.6. Výpočet výkonu spodní převodovky:

Výpočet otáček na hnacím bubnu

$$v = \pi \cdot D_B \cdot \frac{n_1}{60} \quad (3.4)$$

$$n_1 = \frac{v \cdot 60}{\pi \cdot D_B} \quad (3.5)$$

$$n_1 = \frac{1,4 \cdot 60}{\pi \cdot 0,219}$$

$$n_1 = 122,091 \Rightarrow \text{volím } n_1 = 125[\text{ot/min}]$$

Výpočet otáček na poháněném bubnu

$$n_2 = \frac{n_1}{i} \quad (3.6)$$

$$n_2 = \frac{125}{3}$$

$$n_2 = 41,667 [\text{ot/min}]$$

Výpočet výkonu převodovky

$\eta_{\text{př}}$  – účinnost jsem zvolil 0,85

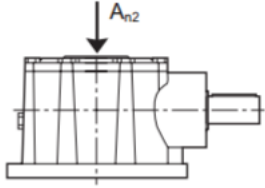
$$P_{\text{př}} = \frac{M_K \cdot n_2}{9550} \cdot \eta_{\text{př}} \quad (3.7)$$

$$P_{\text{př}} = \frac{1350 \cdot 41,667}{9550} \cdot 0,85$$

$$P_{\text{př}} = 5,007 \Rightarrow \text{volím } P_{\text{př}} = 5[\text{kW}]$$

Převodovka bude umístěna ke spodnímu bubnu korečkového dopravníku. Důvod je ten, že bude převádět sílu z pohonu motoru na podlahový dopravník, jenž dopravuje materiál z podlahy tryskacího boxu do násypky korečku.

Po konzultaci s firmou jsem zvolil převodovku Bonfiglioli Ran 1.

	i	Mn <sub>2</sub> [Nm]	An <sub>2</sub> [N]	
<b>RAN 1</b>	3	1350	50000	
<b>RAN 2</b>	3	3000	80000	
<b>RAN 2R</b>	3	3000	150000	

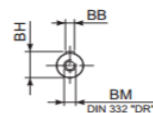
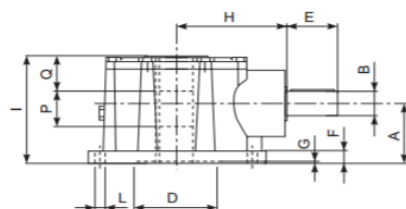
Obr. 30 – parametry převodovky [27]



**RAN 1**

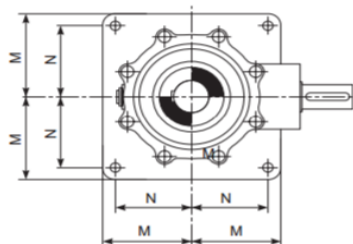
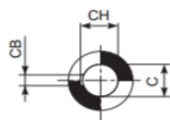
**RAN 2**

**RAN 2R**

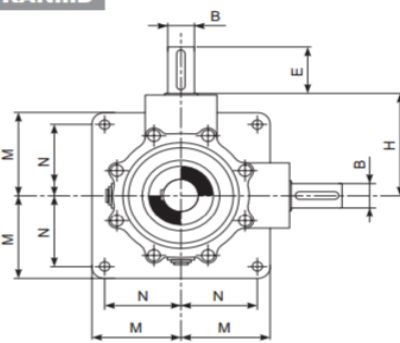


**RAN 2R**


**RAN 2RD**



**RAN...D**



Obr. 31 – schéma převodovky [27]

	A	B h6	C G7	D	E	F	G	H	I	L	M	N	P	Q	BB	BH	BM	CB	CH	
<b>RAN 1</b> <b>RAN 1 D</b>	91	30	45	110	60	15	4	139	158	15	93	76	46	55	8	33	M10	14	48.8	20.5 23
<b>RAN 2</b> <b>RAN 2 D</b>	100	40	55	130	80	21	3	173	180	16	140	120	59	60	12	43	M10	16	59.3	40.5 46
<b>RAN 2R</b> <b>RAN 2R D</b>	110	50	80.3	-	100	21	-	218	225	22	140	120	-	-	14	53.5	M16	-	-	47 75

Obr. 32 – rozměry převodovky [27]

### 3.7. Výpočet jednořádkového korečku pro čistou balotinu:

Začínám tedy s výpočtem čisté balotiny. Sypnou a objemovou hmotnost mi poskytl, na základě měření abraziv, pan Ing. Daniel Gelnar, Ph.D.

$\rho_{s1}$  – měrná sypná hmotnost čisté balotiny = 1530 kg/m<sup>3</sup>

$\rho_{v1}$  – měrná objemová hmotnost čisté balotiny = 2600 kg/m<sup>3</sup>

#### 3.7.1. Dopravní výkon:

$k_\varphi$  – koeficient sypnosti jsem si zvolil 0,8

$$Q_{(1)} = 3,6 \cdot \frac{V_k}{t_k} \cdot v \cdot \rho_{s1} \cdot k_\varphi \quad (3.8)$$

$$Q_{(1)} = 3,6 \cdot \frac{0,00033}{0,3} \cdot 1,3 \cdot 1530 \cdot 0,8$$

$$Q_{(1)} = 6,30 \text{ [t/hod]}$$

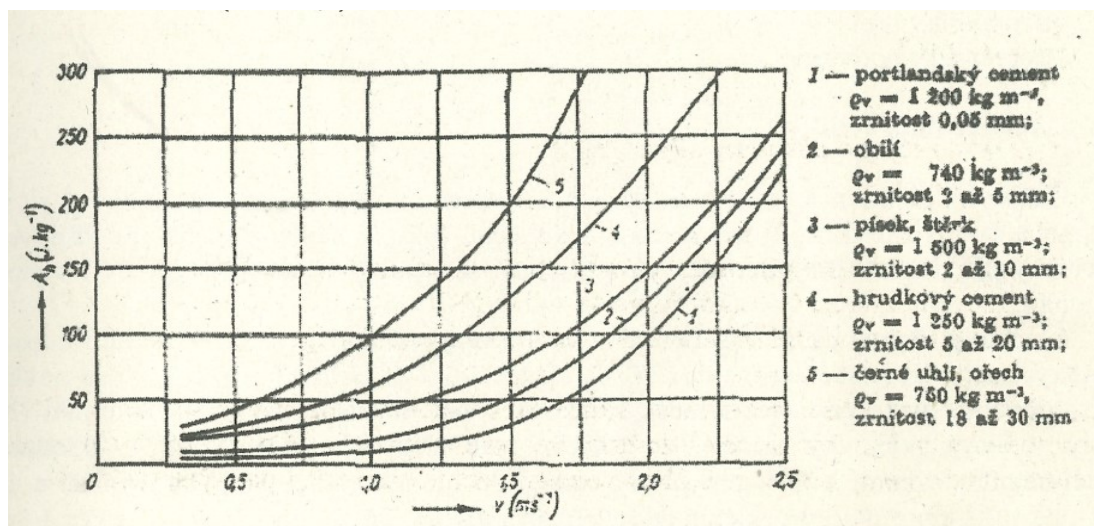
#### 3.7.2. Určení velikosti obvodové síly:

Určení síly pro překonání dopravní výšky lze více způsoby já si zvolil způsob pomocí objemu a rozteče korečků.

$$F_{2(1)} = q \cdot H \cdot g = \frac{V_k}{t_k} \cdot k_\varphi \cdot \rho_{v1} \cdot g \cdot H \quad (3.9)$$

$$F_{2(1)} = \frac{0,00033}{0,3} \cdot 0,8 \cdot 2600 \cdot 9,81 \cdot 1,756$$

$$F_{2(1)} = 39,41 \text{ [N]}$$



Obr. 33 – volba měrné hrabací práce [12]

Pro zvolení měrné hrabací práce doc. Ing. Jan Nečas Ph.D. připodobnil abraziva k materiálům v tabulce a hodnoty jsou tyto:

$A_{h1}$  – měrná hrabací práce pro čistou balotinu = 100 J/kg

$A_{h2}$  – měrná hrabací práce pro ocelovou drť GH50 = 250 J/kg

$A_{h3}$  – měrná hrabací práce pro balotinu s prachem = 120 J/kg

Dráhu hrabání jsem si vypočetl, za předpokladu že bude koreček plněn minimálně do půlky bubnu, ze vzorce pro polovinu obvodu kruhu tedy:

$$s = \pi \cdot \left( \frac{D_B}{2} + G \right) \quad (3.10)$$

$$s = \pi \cdot \left( \frac{0,219}{2} + 0,09 \right)$$

$$s = 0,627 \text{ [m]}$$

$$F_{p(1)} = A_{h1} \cdot \frac{V_k \cdot k_\varphi \cdot \rho_{v1} \cdot n_k}{s} \quad (3.11)$$

$$F_{p(1)} = 100 \cdot \frac{0,00033 \cdot 0,8 \cdot 2600 \cdot 1}{0,627}$$

$$F_{p(1)} = 41,07 \text{ [N]}$$

Síla potřebná k uvedení podlahového dopravníku do chodu

$$F_{d(1)} = \frac{P_{př} \cdot 1000}{v} \quad (3.12)$$

$$F_{d(1)} = \frac{5 \cdot 1000}{1,4}$$

$$F_{d(1)} = 3571,43 \text{ [N]}$$

Výsledná obvodová síla pro čistou balotinu

U korečkového dopravníku je síla pro překonání pohybových odporů dopravníku ( $F_{1(1)}$ ) o 10 [%] větší než síla pro překonání dopravní výšky. Sílu  $F_{1(1)}$  tedy nebudu počítat a pouze  $F_{2(1)}$  vynásobím 1,1.

$$F_{(1)} = F_{1(1)} + F_{2(1)} + F_{p(1)} + F_{d(1)} \quad (3.13)$$

$$F_{(1)} = 1,1 \cdot F_{2(1)} + F_{p(1)} + F_{d(1)}$$

$$F_{(1)} = 1,1 \cdot 39,41 + 41,07 + 3571,43$$

$$F_{(1)} = 3655,85 \text{ [N]}$$

### 3.7.3. Potřebný pracovní výkon pohonu:

$\eta$  – účinnost poháněcí stanice se volí v rozmezí <0,85;0,95> zvolil jsem si nejnižší možnou účinnost tedy 0,85

$$P_{(1)} = \frac{F_{(1)} \cdot v}{10^3 \cdot \eta} \quad (3.14)$$


$$P_{(1)} = \frac{3655,85 \cdot 1,4}{10^3 \cdot 0,85}$$


$$P_{(1)} = 6,02 \text{ [kW]} \Rightarrow \text{volím } 7,5 \text{ [kW]}$$

Zvolený elektromotor:

W 110 - WR 110

830 Nm



i	$\eta_s$ %	$n_2$ min <sup>-1</sup>	$M_{n2}$ Nm	$P_{n1}$ kW	$R_{n1}$ N	$R_{n2}$ N	$\eta_d$ %	$n_2$ min <sup>-1</sup>	$M_{n2}$ Nm	$P_{n1}$ kW	$R_{n1}$ N	$R_{n2}$ N	$\eta_d$ %	
		$n_1 = 2800 \text{ min}^{-1}$							$n_1 = 1400 \text{ min}^{-1}$					

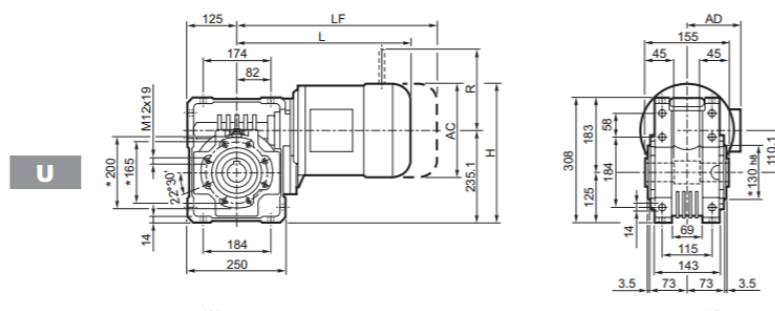
W 110_7	7	71	400	445	20.7	1200	3710	90	200	500	11.8	1200	5020	89	169
W 110_10	10	67	280	490	16.1	1200	4650	89	140	550	9.3	1200	6190	87	
W 110_15	15	60	187	535	12.0	1200	5770	87	93	600	7.0	1200	7590	84	
W 110_20	20	61	140	510	8.7	1200	6790	86	70	570	5.0	1200	8000	84	
W 110_23	23	59	122	480	7.1	1200	7430	86	61	540	4.1	1200	8000	83	
W 110_30	30	45	93	625	7.5	1200	7780	81	47	700	4.4	1200	8000	77	
W 110_40	40	46	70	595	5.5	1200	8000	80	35	670	3.2	1200	8000	76	
W 110_46	46	44	61	535	4.3	1200	8000	79	30	600	2.6	1200	8000	74	
W 110_56	56	41	50	535	3.7	1200	8000	76	25.0	600	2.2	1200	8000	72	
W 110_64	64	38	44	470	2.9	1200	8000	74	21.9	530	1.7	1200	8000	70	
W 110_80	80	34	35	420	2.2	1200	8000	71	17.5	470	1.3	1200	8000	66	
W 110_100	100	30	28.0	410	1.8	1200	8000	67	14.0	460	1.1	1200	8000	62	

W 110

$n_1 = 900 \text{ min}^{-1}$														$n_1 = 500 \text{ min}^{-1}$														169
W 110_7	7	71	129	540	8.3	1200	6040	88	71	595	5.2	1200	7680	86														
W 110_10	10	67	90	590	6.5	1200	7410	86	50	655	4.1	1200	8000	84														
W 110_15	15	60	60	645	4.9	1200	8000	83	33	710	3.1	1200	8000	80														
W 110_20	20	61	45	615	3.5	1200	8000	82	25.0	675	2.2	1200	8000	79														
W 110_23	23	59	39	580	2.9	1200	8000	81	21.7	640	1.9	1200	8000	77														
W 110_30	30	45	30	755	3.2	1200	8000	74	16.7	830	2.1	1200	8000	70														
W 110_40	40	46	22.5	720	2.3	1200	8000	73	12.5	795	1.5	1200	8000	68														
W 110_46	46	44	19.6	645	1.9	1200	8000	71	10.9	710	1.2	1200	8000	66														
W 110_56	56	41	16.1	645	1.6	1200	8000	68	8.9	710	1.1	1200	8000	63														
W 110_64	64	38	14.1	570	1.3	1200	8000	65	7.8	630	0.86	1200	8000	60														
W 110_80	80	34	11.3	505	0.98	1200	8000	61	6.3	560	0.65	1200	8000	56														
W 110_100	100	30	9.0	495	0.82	1200	8000	57	5.0	545	0.56	1200	8000	51														

Obr. 34 – parametry motoru [28]





Obr. 35 – rozměry motoru [28]

### 3.7.4. Výpočet odvalovací síly:

Síla, kterou je pohon schopen přenést.

$$F_{e(1)} = \frac{P_{(1)} \cdot \eta \cdot 1000}{v} \quad (3.15)$$

$$F_{e(1)} = \frac{7,5 \cdot 0,85 \cdot 1000}{1,4}$$

$$F_{e(1)} = 4553,57$$

Maximální síla, kterou je pohon schopen přenést

$k_s$  – statickou bezpečnost proti prokluzu jsem zvolil 1,3

$$k_s = \frac{F_{\max(1)}}{F_{e(1)}} \Rightarrow \quad (3.16)$$

$$F_{\max(1)} = F_{e(1)} \cdot k_s \quad (3.17)$$

$$F_{\max(1)} = 4553,57 \cdot 1,3$$

$$F_{\max(1)} = 5919,64[N]$$

Odvalovací síla

$$F_{\max(1)} = F_{o(1)} \cdot (e^{\mu \cdot \alpha_G} - 1) \Rightarrow \quad (3.18)$$

$$F_{o(1)} = \frac{F_{\max(1)}}{(e^{\mu \cdot \alpha_G} - 1)} \quad (3.19)$$

$$F_{o(1)} = \frac{5919,64}{(e^{0,4 \cdot \pi} - 1)}$$

$$F_{o(1)} = 2355,06$$

### 3.7.5. Určení napínací síly:

$m_p$  – hmotnost pásu na metr jsem zvolil dle obr. 26 a je to tedy 6 kg/m

$m_k$  – hmotnost jednoho korečku katalog gumex neuvádí, a proto jsem se na firmu obrátil přes e-mail. Ta mi hmotnost dodala a je to tedy 0,140 kg

$\mu$  – součinitel čepového tření v ložiskách při valivém uložení napínacího bubnu volím jej 0,4

$\alpha_G$  – úhel opásání, u korečkových dopravníků je roven  $\pi$

$$F_{z(1)} \geq 2 \cdot \left[ \frac{k_s \cdot F_{(1)}}{e^{\mu \cdot \alpha_G} - 1} - \left( m_p + \frac{m_k}{t_k} \right) \cdot g \cdot H \right] \quad (3.20)$$

$$F_{z(1)} \geq 2 \cdot \left[ \frac{1,3 \cdot 3695,27}{e^{0,4 \cdot \pi} - 1} - \left( 6 + \frac{0,14}{0,3} \right) \cdot 9,81 \cdot 1,756 \right]$$

$$\mathbf{F_{z(1)} \geq 3599,51[N] \quad \Rightarrow \quad F_{z(1)} = 3650[N]}$$

### 3.7.6. Určení maximální tahové síly v tažném prvku:

$$T_{\max(1)} = 0,5 \cdot F_{z(1)} + F_{(1)} + \left( m_p + \frac{m_k}{t_k} \right) \cdot g \cdot H \quad (3.21)$$

$$T_{\max(1)} = 0,5 \cdot 3650 + 3695,27 + \left( 6 + \frac{0,14}{0,3} \right) \cdot 9,81 \cdot 1,756$$

$$\mathbf{T_{\max(1)} = 5631,66 [N]}$$

### 3.8. Výpočet jednořádkového korečku pro ocelovou drť GH50:

Sypnou a objemovou hmotnost mi poskytnul, na základě měření abraziv, pan Ing. Daniel Gelnar, Ph.D.

$\rho_{s3}$  – měrná sypná hmotnost GH50 = 3181 kg/m<sup>3</sup>

$\rho_{v3}$  – měrná objemová hmotnost GH50 = 7850 kg/m<sup>3</sup>

#### 3.8.1. Dopravní výkon:

$$Q_{(2)} = 3,6 \cdot \frac{V_k}{t_k} \cdot v \cdot \rho_{s3} \cdot k_\varphi \quad (3.22)$$

$$Q_{(2)} = 3,6 \cdot \frac{0,00033}{0,3} \cdot 1,3 \cdot 3181 \cdot 0,8$$

$$Q_{(2)} = 13,10[t/hod]$$

#### 3.8.2. Určení velikosti obvodové síly:

síla pro překonání dopravní výšky

$$F_{2(2)} = q \cdot H \cdot g = \frac{V_k}{t_k} \cdot k_\varphi \cdot \rho_{v3} \cdot g \cdot H \quad (3.23)$$

$$F_{2(2)} = \frac{0,00033}{0,3} \cdot 0,8 \cdot 7850 \cdot 9,81 \cdot 1,756$$

$$F_{2(2)} = 119,00[N]$$

$$F_{p(2)} = A_{h2} \cdot \frac{V_k \cdot k_\varphi \cdot \rho_{v3} \cdot n_k}{s} \quad (3.24)$$

$$F_{p(2)} = 250 \cdot \frac{0,00033 \cdot 0,8 \cdot 7850 \cdot 1}{0,344}$$

$$F_{p(2)} = 564,78 [N]$$

Síla potřebná k uvedení podlahového dopravníku do chodu

$$F_{d(2)} = \frac{P_{př} \cdot 1000}{v} \quad (3.25)$$

$$F_{d(2)} = \frac{5 \cdot 1000}{1,4}$$

$$F_{d(2)} = 3571,43 [N]$$

Výsledná obvodová síla pro ocelovou drť GH50

$$F_{(2)} = 1,1 \cdot F_{2(1)} + F_{p(1)} + F_{d(1)} \quad (3.26)$$

$$F_{(2)} = 1,1 \cdot 119,00 + 309,99 + 3571,43$$

$$F_{(2)} = \mathbf{4012,32 [N]}$$

### 3.8.3. Potřebný pracovní výkon pohonu:

$\eta$  – účinnost poháněcí stanice se volí v rozmezí <0,85;0,95> zvolil jsem si nejnižší možnou účinnost tedy 0,85

$$P_{(2)} = \frac{F_{(2)} \cdot v}{10^3 \cdot \eta} \quad (3.27)$$

$$P_{(2)} = \frac{4012,32 \cdot 1,4}{10^3 \cdot 0,85}$$

$$P_{(2)} = \mathbf{6,61 [kW]} \Rightarrow \text{volím } 7,5[kW]$$

### 3.8.4. Výpočet odvalovací síly:

Síla, kterou je pohon schopen přenést

$$F_{e(2)} = \frac{P_{(2)} \cdot \eta \cdot 1000}{v} \quad (3.28)$$

$$F_{e(2)} = \frac{7,5 \cdot 0,85 \cdot 1000}{1,4}$$

$$F_{e(2)} = 4553,57$$

Maximální síla, kterou je pohon schopen přenést

$$k_s = \frac{F_{\max(2)}}{F_{e(2)}} \Rightarrow \quad (3.29)$$

$$F_{\max(2)} = F_{e(2)} \cdot k_s \quad (3.30)$$

$$F_{\max(2)} = 4553,57 \cdot 1,3$$

$$F_{\max(2)} = 5919,64[N]$$

Odvalovací síla

$$F_{\max(2)} = F_{o(2)} \cdot (e^{\mu \cdot \alpha_G} - 1) \Rightarrow \quad (3.31)$$

$$F_{o(2)} = \frac{F_{\max(2)}}{(e^{\mu \cdot \alpha_G} - 1)} \quad (3.32)$$

$$F_{o(2)} = \frac{5919,64}{(e^{0,4 \cdot \pi} - 1)}$$

$$F_{o(2)} = 2355,06$$

3.8.5. Určení napínací síly:

$$F_{z(2)} \geq 2 \cdot \left[ \frac{k_s \cdot F_{(2)}}{e^{\mu \cdot \alpha_G} - 1} - \left( m_p + \frac{m_k}{t_k} \right) \cdot g \cdot H \right] \quad (3.33)$$

$$F_{z(2)} \geq 2 \cdot \left[ \frac{1,3 \cdot 4131,32}{e^{0,4 \cdot \pi} - 1} - \left( 6 + \frac{0,14}{0,3} \right) \cdot 9,81 \cdot 1,756 \right]$$

$$F_{z(2)} \geq 4050,56 [N] \quad \Rightarrow \quad F_{z(2)} = 4100 [N]$$

3.8.6. Určení maximální tahové síly v tažném prvku:

$$T_{\max(2)} = 0,5 \cdot F_{z(2)} + F_{(2)} + \left( m_p + \frac{m_k}{t_k} \right) \cdot g \cdot H \quad (3.34)$$

$$T_{\max(2)} = 0,5 \cdot 4100 + 4131,32 + \left( 6 + \frac{0,14}{0,3} \right) \cdot 9,81 \cdot 1,756$$

$$T_{\max(2)} = 6292,72 [N]$$

### 3.9. Výpočet dvouřádkového korečku pro balotinu čistou a s prachem:

Vzorečky pro dvouřádkový korečkový dopravník plynou z předpokladu, že jsou korečky shodné a šířka pásu přesně dvakrát tak větší jako u jednořádkového korečkového dopravníku.

Sypnou a objemovou hmotnost mi pan Ing. Daniel Gelnar, Ph.D. již neposkytl, protože ji neměřil. Musel jsem si proto tyto hodnoty doměřit. Postupoval jsem podle vztahů, které jsem našel na internetu viz. [23]

$$\text{sypná hmotnost} = \frac{\text{hmotnost nádoby s materiálem} - \text{hmotnost prázdné nádoby}}{\text{objem prázdné nádoby}}$$

objemová hmotnost

$$= \frac{\text{hmotnost materialu}}{\text{objem nádoby s materiálem a vodou} - \text{objem nádoby s vodou}}$$

$\rho_{s3}$  – měrná sypná hmotnost pro balotinu s prachem = 1836 kg/m<sup>3</sup>

$\rho_{v3}$  – měrná objemová hmotnost pro balotinu s prachem = 3120 kg/m<sup>3</sup>

#### 3.9.1. Dopravní výkon:

$$Q_{(3)} = 3,6 \cdot \frac{V_k}{t_k} \cdot v \cdot \rho_{s1} \cdot k\varphi + 3,6 \cdot \frac{V_k}{t_k} \cdot v \cdot \rho_{s2} \cdot k\varphi \quad (3.35)$$

$$Q_{(3)} = 3,6 \cdot \frac{V_k}{t_k} \cdot v \cdot k\varphi \cdot (\rho_{s1} + \rho_{s2})$$

$$Q_{(3)} = 3,6 \cdot \frac{0,00033}{0,3} \cdot 1,3 \cdot 0,8 \cdot (1530 + 1836)$$

$$Q_{(3)} = 13,86 \text{ [t/hod]}$$

#### 3.9.2. Určení velikosti obvodové síly:

U korečkového dopravníku je síla pro překonání pohybových odporů dopravníku z pravidla o 10 % větší než síla pro překonání dopravní výšky.

$$F_{1(3)} = F_{2(3)} \cdot 1,1 \quad (3.36)$$

$$F_{1(3)} = 86,71 \cdot 1,1$$

$$F_{1(3)} = 95,38 \text{ [N]}$$

$$F_{2(3)} = q \cdot H \cdot g = \frac{V_k}{t_k} \cdot k_\varphi \cdot g \cdot H \cdot (\rho_{v1} + \rho_{v2}) \quad (3.37)$$

$$F_{2(3)} = \frac{0,00033}{0,3} \cdot 0,8 \cdot 9,81 \cdot 1,708 \cdot (2600 + 3120)$$

$$F_{2(3)} = 86,71 [N]$$

$$F_{p(3)} = (A_{h1} + A_{h3}) \cdot \frac{V_k \cdot k_\varphi \cdot n_k}{s} \cdot (\rho_{v1} + \rho_{v2}) \quad (3.38)$$

$$F_{p(3)} = (100 + 120) \cdot \frac{0,00033 \cdot 0,8 \cdot 1}{0,627} \cdot (2600 + 3120)$$

$$F_{p(3)} = 100,21 [N]$$

Síla potřebná k uvedení podlahového dopravníku do chodu

$$F_{d(3)} = \frac{P_{př} \cdot 1000}{v} \quad (3.39)$$

$$F_{d(3)} = \frac{5 \cdot 1000}{1,4}$$

$$F_{d(3)} = 3571,43 [N]$$

Výsledná obvodová síla pro čistou a špinavou balotinu

$$F_{(3)} = 1,1 \cdot F_{2(3)} + F_{p(3)} + F_{d(3)} \quad (3.40)$$

$$F_{(3)} = 1,1 \cdot 86,71 + 100,21 + 3571,43$$

$$F_{(3)} = 3767,02 [N]$$

### 3.9.3. Potřebný pracovní výkon pohonu:

$\eta$  – účinnost poháněcí stanice se volí v rozmezí  $<0,85;0,95>$  zvolil jsem si nejnižší možnou účinnost tedy 0,85

$$P_{(3)} = \frac{F_{(3)} \cdot v}{10^3 \cdot \eta} \quad (3.41)$$

$$P_{(3)} = \frac{3767,02 \cdot 1,4}{10^3 \cdot 0,85}$$

$$P_{(3)} = 6,21 [kW] \Rightarrow \text{volím } 7,5[kW]$$

### 3.9.4. Výpočet odvalovací síly:

Síla, kterou je pohon schopen přenést.

$$F_{e(3)} = \frac{P_{(3)} \cdot \eta \cdot 1000}{v} \quad (3.42)$$

$$F_{e(3)} = \frac{7,5 \cdot 0,85 \cdot 1000}{1,4}$$

$$F_{e(3)} = 4553,57[N]$$

Maximální síla, kterou je pohon schopen přenést.

$$k_s = \frac{F_{\max(3)}}{F_{e(3)}} \Rightarrow \quad (3.43)$$

$$F_{\max(3)} = F_{e(3)} \cdot k_s \quad (3.44)$$

$$F_{\max(3)} = 4553,57 \cdot 1,3$$

$$F_{\max(3)} = 5919,64[N]$$

Odvalovací síla

$$F_{\max(3)} = F_{o(3)} \cdot (e^{\mu \cdot \alpha_G} - 1) \Rightarrow \quad (3.45)$$

$$F_{o(3)} = \frac{F_{\max(3)}}{(e^{\mu \cdot \alpha_G} - 1)} \quad (3.48)$$

$$F_{o(3)} = \frac{5919,64}{(e^{0,4 \cdot \pi} - 1)}$$

$$F_{o(3)} = 2355,06[N]$$

### 3.9.5. Určení napínací síly:

$$F_{z(3)} \geq 2 \cdot \left[ \frac{k_s \cdot F_{(3)}}{e^{\mu \cdot \alpha_G} - 1} - \left( m_p + \frac{m_k}{t_k} \right) \cdot g \cdot H \right] \quad (3.49)$$

$$F_{z(3)} \geq 2 \cdot \left[ \frac{1,3 \cdot 3853,73}{e^{0,4 \cdot \pi} - 1} - \left( 6 + \frac{0,14}{0,3} \right) \cdot 9,81 \cdot 1,756 \right]$$

$$F_{z(3)} \geq 3763,42[N] \quad \Rightarrow \quad F_{z(3)} = 3800[N]$$



### 3.9.6. Určení maximální tahové síly v tažném prvku:

$$T_{\max(3)} = 0,5 \cdot F_{z(3)} + F_{(3)} + \left(m_p + \frac{m_k}{t_k}\right) \cdot g \cdot H \quad (3.50)$$

$$T_{\max(3)} = 0,5 \cdot 3800 + 3853,73 + \left(6 + \frac{0,35}{0,3}\right) \cdot 9,81 \cdot 1,756$$

$$T_{\max(3)} = 5865,13 \text{ [N]}$$

### 3.10. Shrnutí výpočtů do tabulky:

Pro větší přehlednost jsem výsledky vypsál do tabulky.

	Q[t/hod]	F[N]	P[kW]	Fz[N]	Tmax[N]
<b>Balotina čistá</b>	6,79	3655,85	7,50	3650,00	5592,25
<b>Ocelová drť GH50</b>	14,11	4012,32	7,50	4100,00	6173,72
<b>Balotina čistá a s prachem</b>	14,93	3767,02	7,50	3800,00	5778,42

Tab.2 – Tabulka s výsledky [7]

U ocelové drti GH50 byli vypočteny nejvyšší hodnoty z počítaných abraziv. Další výpočty budou počítány pro GH50.

#### 4. Kontrola dopravního pásu:

Dovolené zatížení pásu musí být větší než maximální tahová síla v tažném prvku.

Dovolené zatížení pásu:

$$F_{dz} = T_D \cdot B_p \quad (4.1)$$

$$F_{dz} = 250 \cdot 120$$

$$F_{dz} = 30\,000 \text{ [N]}$$

Největší maximální tahová síla v tažném prvku je  $T_{\max(2)} = 6292,72 \text{ [N]}$

$$T_{\max(2)} < F_{dz} \quad (4.2)$$

$$6\,292,72 \text{ [N]} < 30\,000 \text{ [N]} \Rightarrow \textbf{VYHOVUJE}$$

Předběžné navržení pásu bylo správně

Kontrola bezpečnosti:

Velikost požadovaného bezpečnostního koeficientu  $\Rightarrow k_{dp} = 4 \text{ [-]}$

$$k_b = \frac{F_{dz}}{T_{\max(2)}} \quad (4.3)$$

$$k_b = \frac{30\,000}{6\,292,72}$$

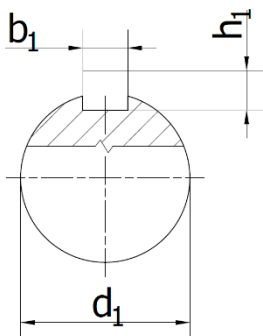
$$k_b = 4,77$$

$$k_b > k_{dp} \quad (4.4)$$

$$4,77 > 4 \Rightarrow \textbf{VYHOVUJE}$$

## 5. Kontrola pera na otláčení u hřídele dolního bubnu:

$b_1 = 8 \text{ mm}$ ,  $h_1 = 7 \text{ mm}$ ,  $l_1 = 63 \text{ mm}$ ,  $d_1 = 30 \text{ mm}$



Obr. 36 – rozměry pera [7]

### Kontrola pera na stříh:

Pero je vyrobeno z materiálu E335 mechanické vlastnosti tepelně nezpracováno  
 $R_m = (590 \div 710) \text{ MPa}$ ;  $R_e = \min 325 \text{ MPa}$  pro výpočty volím  $340 \text{ MPa}$ .

$$l_1^* = l_1 - b_1 \quad (5.1)$$

$$l_1^* = 63 - 8$$

$$l_1^* = 55 [\text{mm}]$$

### Kontrola pera na otláčení:

#### Síla na pero:

Maximální síla, kterou je schopna spodní převodovka přenést na hřídel dolního bubnu.

$$F_{d(2)} = 3571,43 [\text{N}]$$

### Mez kluzu ve smyku:

$$R_{se} = 0,577 \cdot R_e \quad (5.2)$$

$$R_{se} = 0,577 \cdot 340$$

$$R_{se} = 196,18 [\text{MPa}]$$

Předpokládáme rovnoměrné rozložené smykové napětí po jeho průřezu a návrhový součinitel  $k_n = 2,8$ .

$$\frac{R_{se}}{k_n} = \frac{F}{b_1 \cdot l_{min}} \Rightarrow l_{min} = \frac{F \cdot k_n}{b_1 \cdot R_{se}} \quad (5.3)$$

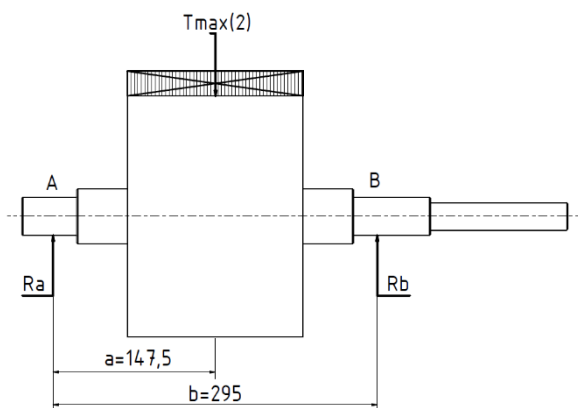
$$l_{min} = \frac{3571,43 \cdot 2,8}{8 \cdot 196,18}$$

$$l_{min} = 6,37 [\text{mm}]$$

$$l_{min} < l_1 \quad (5.4)$$

$$6,37 [\text{mm}] < 63 [\text{mm}] \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

## 6. Výpočet a určení ložisek



Obr. 37 – schéma hnací hřídele s vyznačenými silami [7]

### 6.1. Stanovení reakcí v ložiscích:

$$\sum F_x = 0 \qquad 0 = 0 \qquad (6.1)$$

$$\sum F_y = 0 \qquad R_a - T_{\max(2)} + R_b = 0 \qquad (6.2)$$

$$\sum M_A = 0 \qquad T_{\max(2)} \cdot a - R_b \cdot b = 0 \qquad (6.3)$$

Velikost reakce v ložisku B:

$$R_b = \frac{T_{\max(2)} \cdot a}{b} \qquad (6.4)$$

$$R_b = \frac{6292,72 \cdot 147,5}{295}$$

$$R_b = 3\,146,36[N]$$

Velikost reakce v ložisku A:

$$R_a = T_{\max(2)} - R_b \qquad (6.5)$$

$$R_a = 6292,72 - 3146,36$$

$$R_a = 3146,36[N]$$

## 6.2. Kontrola ložiska:

Pro uložení horního a dolního bubnu jsem zvolil ložiskovou jednotku **SKF FY 35 TF**, která se skládá z ložiskového domku FY 507 M a ložiska YAR 207-2F. Ložiska jsou na hřídeli zajištěny proti pohybu v axiálním směru pomocí stavěcích šroubů, které jsou ve vnitřním kroužku ložiska.

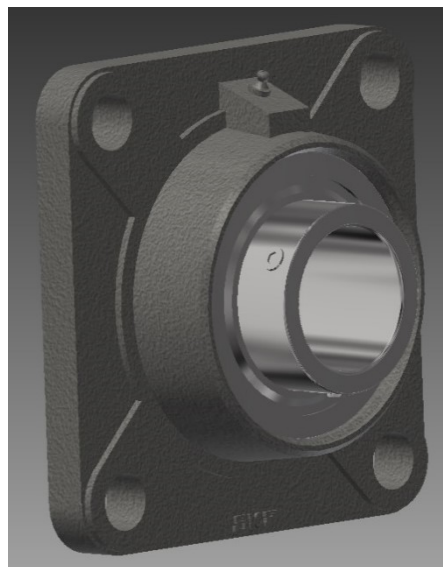
### Parametry ložiskové jednotky:

$$C = 25,5 \text{ [kN]}$$

$$C_o = 15,3 \text{ [kN]}$$

$$F_{Ra} = R_a = 3\,146,36 \text{ [N]}$$

$$F_{Aa} = 0 \text{ [N]}$$



Obr. 38 – ložisková jednotka SKF FY 35 TF [7]

$$\frac{F_{Aa}}{C_o} = \frac{0}{15300} = 0 \Rightarrow e = 0,31 \quad (6.6)$$

$$\frac{F_{Aa}}{F_{Ra}} = \frac{0}{3\,146,36} = 0 < e \quad (6.7)$$

$$\Rightarrow X = 1$$

$$\Rightarrow Y = 0$$

### Ekvivalentní zatížení ložiska:

$$F_{eA} = X \cdot F_{Ra} + Y \cdot F_{Ra} \quad (6.8)$$

$$F_{eA} = 1 \cdot 3\,146,36 + 0 \cdot 3\,146,36$$

$$F_{eA} = 3\,146,36 \text{ [N]}$$

Trvanlivost ložiska při pravděpodobnosti 90%:

$$n_{min} = n_2 = 41,667[ot/min]$$

$$L_{10A} = \left( \frac{C}{F_{eA}} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{min}} \quad (6.9)$$

$$L_{10A} = \left( \frac{25\,500}{3\,146,36} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 41,667}$$

$$L_{10A} = 212\,937,34 [hod]$$

Modifikovaná trvanlivost:

Abychom vypočetli tuto trvanlivost je zapotřebí určit trvanlivost  $a_{23}$  a součinitel  $a_1$ .

Roztečný průměr sady kuliček:

$$d_a = 35 [mm] \dots \text{vnitřní průměr ložiska}$$

$$D_a = 46,1 [mm] \dots \text{vnější průměr ložiska}$$

$$D_{pw} = \frac{d_a + D_a}{2} \quad (6.10)$$

$$D_{pw} = \frac{35 + 46,1}{2}$$

$$D_{pw} = 40,55 [mm] \Rightarrow v_1$$

Volím kinematickou viskozitu zabezpečující optimalizaci mazání, dle [31]:

$$v_1 = 60 [mm^2/s]$$

Mazivo, kterým je ložisko mazáno se nazývá SKF LGMT 2 jedná se o tuhé mazivo určené pro dopravníky. Výrobce uvádí viskozitu při teplotě  $40\,^{\circ}\text{C} = 110\,mm^2/s$ . Kinematickou viskozitu použitého maziva za provozní teploty volím tedy:

$$v_{pm} = 110 [mm^2/s]$$

Viskózní poměr:

$$k = \frac{v_{pm}}{v_1} \quad (6.11)$$

$$k = \frac{110}{60}$$

$$k = 1,83[-]$$

Na základě spočítaných parametrů pro určení součinitele modifikované trvanlivosti volím dle [31]:

$$a_{23} = 5 [-]$$

Součinitel pravděpodobnosti, že ložisko dosáhne požadované životnosti při pravděpodobnosti 99 % dle [31]:

$$a_1 = 0,21 [-]$$

$$L_{3hA} = a_1 \cdot a_{23} \cdot L_{10A} \quad (6.12)$$

$$L_{3hA} = 0,21 \cdot 5 \cdot 212\,937,34$$

$$\mathbf{L_{3hA} = 223\,584,21 [hod]}$$

## 7. Výpočet závitové tyče na tah:

Minimální průměr závitových tyčí  $d$ , které slouží pro napínání dopravního pásu, bude vypočten z tahové podmínky. Třídu pevnosti závitové tyče je 4.8.

### 7.1. Stanovení maximální síly působící na jednu závitovou tyč:

Dvě závitové tyče jsou zatěžovány v ose hmotností dopravního pásu s korečky ( $m_{dp}$ ). Odhad je že zde bude 6 prázdných korečků ( $m_k$ ) a 8 plných ( $m_{kp}$ ). Dále také posuvné desky ( $m_{pd}$ ), na kterých jsou ukotveny ložiskové domky ( $m_L$ ). Horní buben ( $m_b$ ) a elektromotor s převodovkou ( $m_e$ ).

Hmotnost prázdného korečku:

$$m_k = 0,14 \text{ [kg]}$$

Hmotnost plného korečku:

$$m_{kp} = m_k + \rho_{s3} \cdot V_k \quad (8.1)$$

$$m_{kp} = 0,14 + 3181 \cdot 0,00033$$

$$m_{kp} = 1,189 \text{ [kg]}$$

Hmotnost dopravního pásu s korečky:

$$m_{dp} = L \cdot B_p \cdot m_p + 6 \cdot m_k + 8 \cdot m_{kp} \quad (8.2)$$

$$m_{dp} = 4,2 \cdot 0,12 \cdot 6 + 6 \cdot 0,14 + 8 \cdot 1,189$$

$$m_{dp} = 13,376 \text{ [kg]}$$

Hmotnost posuvné desky:

Hmotnost byla určena pomocí programu Autodesk Inventor 2015

$$m_{pd} = 0,417 \text{ [kg]}$$

Hmotnost posuvné desky:

Hmotnost byla zjištěna z katalogu SKF

$$m_L = 1,340 \text{ [kg]}$$



### Hmotnost posuvné desky:

Hmotnost byla určena pomocí programu Autodesk Inventor 2015

$$m_e = 57,893 \text{ [kg]}$$

### Počet závitových tyčí:

$$i_s = 2$$

### Maximální síla působící na jednu závitovou tyč:

$$F_{P_1} = 1,2 \cdot \frac{(m_{dp} + 2 \cdot m_{pd} + 2 \cdot m_L + m_e) \cdot g}{i_s} \quad (8.3)$$

$$F_{P_1} = 1,2 \cdot \frac{(13,376 + 2 \cdot 0,417 + 2 \cdot 1,340 + 57,893) \cdot 9,81}{2}$$

$$F_{P_1} = 437,72 \text{ [N]}$$

### **7.2. Výpočet minimálního průměru závitové tyče:**

$$\sigma_t \leq \sigma_{Dt} \quad (8.4)$$

$$\frac{F_{P_1}}{\pi \cdot \left(\frac{d_3}{2}\right)^2} \leq \frac{R_e}{k_s} \Rightarrow \quad (8.5)$$

$$d_3' \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_{P_1} \cdot k_s}{\pi \cdot R_e}} \quad (8.6)$$

$$d_3' \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 437,72 \cdot 1,5}{\pi \cdot 320}}$$

$$d_3' \geq 1,616 \text{ [mm]}$$

Z tahových podmínek byl vypočítán minimální průměr tyče  $d_3'$ . Malý průměr není vhodné použít. Na úkor bezpečnosti proti ohybu nebo možného vzniku dynamických sil volím průměr M16. Vhodná délka závitové tyče je asi 120 mm.

Označení	Jmenovitá velikost d [mm]	Střední průměr d2 [mm]	Malý průměr d3 [mm]	Rozteč P [mm]	Stoupání Ph [mm]
Velikost	16	14,701	13,546	2	2

Tab. 3 – tabulka hodnot M16 závitu [7]

## 8. Závěr:

V první části byly srovnány dopravníky pro svislou dopravu sypkých hmot s korečkovým elevátorem. Bylo dosaženo k závěru, že pro řešení této problematiky je volba korečkového elevátoru nejvhodnější.

V analytické části bylo vypočteno, že nejvyšších hodnot, a tedy i nerizikovějších ze tří počítaných případů je v druhém případě. Jedná se o případ jednořádkového dopravního pásu a abrazivo těžké. Těžkým abrazivem je ocelová drť GH50. Další výpočty byly provedeny pro tento případ. Na základě výpočtů byl zvolen elektromotor W110 o výkonu 7,5 kW se šnekovou převodovkou. Dále byli navrženy ložiska SKF FY 35 TF. Dopravní pás byl zvolen pryžový EP250/2 a korečky lisované z oceli.

Následně byla provedena pevnostní kontrola pásu, kontrola pera hřídele na dolního bubnu na střih a otláčení. Vypočtena byla také životnost zvolených ložisek. Poté byl proveden pevnostní výpočet napínací závitové tyče na tah.

V poslední fázi bakalářské práce byl proveden konstrukční návrh daného řešení. Součástí práce je tedy i výkresová dokumentace obsahující: sestavný výkres korečkového elevátoru a výkres svařence dolního bubnu. Tyto výkresy byly vytvořeny v programu Autodesk Inventor 2015.

## 9. Zdroje informací:

- [1] Vlastní tvorba schémat za pomoci programu PowerPoint 2016\_informace byly čerpány ze zdroje [17]
- [2] Korečkový dopravník. Www.uvp3d.cz [online]. [cit. 2017-02-14]. Dostupné z: [http://uvp3d.cz/drtic/?page\\_id=2128](http://uvp3d.cz/drtic/?page_id=2128)
- [3] Princip elevátoru EC. Www.navzas.cz [online]. [cit. 2017-02-14]. Dostupné z: <http://www.navzas.cz/doc/elevatory>
- [4] Korečkový dopravník. Www.uvp3d.cz [online]. [cit. 2017-02-14]. Dostupné z: [http://uvp3d.cz/drtic/?page\\_id=2128](http://uvp3d.cz/drtic/?page_id=2128) (oříznutá část obrázku)
- [5] Obrázek korečkového dopravníku. Www.strojirenstvi.studentske.cz [online]. [cit. 2017-02-14]. Dostupné z: <http://strojirenstvi.studentske.cz/2010/11/19-dopravniky.html>
- [6] Video na principu korečkového dopravníku. Www.navzas.cz [online]. [cit. 2017-02-14]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=q2L8wy6X2dw> (Print Screen)
- [7] Vlastní foto, tvorba v programu Inventor Profesional 2015 nebo v programu Microsoft Excel 2013
- [8] Animation – Tubular Drag Chain Conveyor for bulk materiál transport. Www.youtube.com [online]. [cit. 2017-02-14]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=wj9MRobaoXE> (Print Screen)
- [9] Šnekový dopravník. Www.progresstechnology.cz [online]. [cit. 2017-02-25]. Dostupné z: <http://www.progresstechnology.cz/strojni-a-technologicka-zarizeni/katalog/strojni-a-technologicka-zarizeni/dopravniky/snekovy-dopravnik.html>
- [10] DEM Vertical screw conveyor. Www.youtube.com [online]. [cit. 2017-02-14]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=PGnZJHKqYlo> (Print Screen)
- [11] The chemical industry conveyor belt / sidewall. Www.directindustry.com [online]. [cit. 2017-02-14]. Dostupné z: <http://www.directindustry.com/prod/contitech/product-7393-42184.html>
- [12] Dopravní a manipulační zařízení II. Www.342.vsb.cz [online]. [cit. 2017-02-14]. Dostupné z: [http://www.342.vsb.cz/pol25/Polak\\_DaMZ\\_2\\_NP.pdf](http://www.342.vsb.cz/pol25/Polak_DaMZ_2_NP.pdf)
- [13] Dvoupásový dopravník – VHV. Www.readgur.com [online]. [cit. 2017-02-21]. Dostupné z: <http://readgur.com/doc/764998/dvoupasovy-dopravnik---vhv>
- [14] GAŠPARÍK, Miroslav a Milan GAFF. Manipulační a dopravní technika I. Praha: Česká zemědělecká univerzita, 2016. ISBN 978-80-213-2619-4.
- [16] GAJDUŠEK J., ŠKOPÁN M., Teorie dopravních a manipulačních zařízení, VUT Brno, 1988

- [17] TRAILIN, Sergej. Dopravníky. Bratislava: Slovenská vysoká škola technická, 1960. ISBN 8831/59.
- [18] HRABOVSKÝ, Leopold. *Strmá a svislá doprava pásovými dopravníky I*. 1. vyd. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2004. ISBN 80-248-0524-3.
- [19] Dopravní články. *User.mendelu* [online]. Brno, 2012 [cit. 2016-10-19]. Dostupné z: [http://user.mendelu.cz/los/Dopravni\\_clanky.pdf](http://user.mendelu.cz/los/Dopravni_clanky.pdf)
- [20] BEUMER Heavy Duty Bucket Elevator. *Www.youtube.com* [online]. [cit. 2017-02-21]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=poaC5wA0Zr0>
- [21] Gough Engineering Swinglink Bucket Elevator. *Www.youtube.com* [online]. [cit. 2017-02-22]. Dostupné z: [https://www.youtube.com/watch?v=6NBgY\\_OaEPI](https://www.youtube.com/watch?v=6NBgY_OaEPI)
- [22] Pewag bucket elevator system. *Www.youtube.com* [online]. [cit. 2017-02-22]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=Be1BMsTnr5Q>
- [23] Laboratoř 6: stanovení objemové a sypané hmotnosti. *Www.utok.cz* [online]. [cit. 2017-03-28]. Dostupné z: <http://www.utok.cz/sites/default/files/data/USERS/u24/Laborator%206.pdf>
- [24] Dopravníky s bocními vlnovci a prčkami. *Www.tmt.cz* [online]. [cit. 2017-02-14]. Dostupné z: <http://www.tmt.cz/cz/dopravniky-s-bocnimi-vlnovci-a-prckami-flexowell>
- [25] Schrage. *Www.ipktrading.cz* [online]. [cit. 2017-02-25]. Dostupné z: [http://www.ipktrading.cz/potrubni\\_retezove\\_dopravniky.php](http://www.ipktrading.cz/potrubni_retezove_dopravniky.php)
- [26] Gumex\_katalog 2011. *Www.gumex.cz* [online]. 2011 [cit. 2017-02-25]. Dostupné z: [https://www.gumex.cz/files/catalog/07\\_dopravnikove%20pasy\\_CZ\\_11\\_final.pdf](https://www.gumex.cz/files/catalog/07_dopravnikove%20pasy_CZ_11_final.pdf)
- [27] Bonfiglioli Riduttori. *Www.docsbonfiglioli.com* [online]. [cit. 2017-04-06]. Dostupné z: [http://www.docsbonfiglioli.com/pdf\\_documents/catalogue/BR\\_CAT\\_RAN\\_STD\\_I-UK-DE-F\\_R00\\_0.pdf](http://www.docsbonfiglioli.com/pdf_documents/catalogue/BR_CAT_RAN_STD_I-UK-DE-F_R00_0.pdf)
- [28] Bonfiglioli riduttori: VF-W series [online]. [cit. 2017-05-08]. Dostupné z: [https://www.bonfiglioli.com/media/filer\\_public/6b/9b/6b9ba58a-234e-4cb6-bc7b-8a83ae92227c/br\\_cat\\_vf-w\\_std\\_eng\\_r03\\_0.pdf](https://www.bonfiglioli.com/media/filer_public/6b/9b/6b9ba58a-234e-4cb6-bc7b-8a83ae92227c/br_cat_vf-w_std_eng_r03_0.pdf)
- [29] Konstrukce a spojování dopravních pásů [online]. [cit. 2017-05-08]. Dostupné z: [http://pernerscontacts.upce.cz/38\\_2015/Bobok.pdf](http://pernerscontacts.upce.cz/38_2015/Bobok.pdf)
- [30] Gumex: spojky elevator. *Gumex.cz* [online]. [cit. 2017-05-08]. Dostupné z: <https://www.gumex.cz/spojky-elevator-24660.html#prettyPhoto>
- [31] J. E. SHIGLEY, CH. R. MISCHKE, R. G. BUDYNAS, *Konstruování strojních součástí*, VUT Brno, nakl VUT IUM, 2010

## 10. Seznam příloh:

### Výkresy:

KOREČKOVÝ ELEVÁTOR

A1 VAL\_BC\_01\_01

DOLNÍ BUBEN

A3 VAL\_BC\_02\_01

DOLNÍ HŘÍDEL

A3 VAL\_BC\_02\_02

### Další přílohy:

Kompaktní disk

Zpráva – formát PDF

Výkresy – formát PDF